

REPUBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACION SUPERIOR
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

COLECTIVO DE MECÁNICA APLICADA:

TÍTULO: CÁLCULO Y PROYECCIÓN DEL SISTEMA DE TRITURACIÓN
TRANSPORTE Y DOSIFICACIÓN DE SAL EN LA FÁBRICA DE PIENSOS

CIENFUEGOS :

TUTORES: M.SC JUAN GABRIEL NOA AGUILA

DR. RAFAEL GOYTISOLO ESPINOSA

Año 53 de la Revolución:

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



Sistema de Documentación y Proyecto.

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

Firma del autor.

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

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Firma del Tutor

Nombre y Apellidos. Firma.

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma.

AGRADECIMIENTOS:

A mi Madre

A ti mamá que has sabido guiarme y encausarme en esta vida y a quien debo toda mi formación gracias a tu perseverancia, dedicación y apoyo en cada uno de mis pasos gracias por darme la vida.

A mi Abuela:

A ti mami por estar siempre dispuesta a oír mis problemas y dar respuestas certeras y aunque duras reales que me han servido para seguir adelante y no flaquear ante las pruebas de esta vida gracias por existir .

A mi Novia

Por enseñarme que la vida es mucho más que un instante y que esta llena de tropiezos a los que hay que sobreponerse gracias por tu amor .

A mis Vecinos:

A mis vecinos gracias ayudarme a ser una mejor persona gracias por su apoyo y confianza.

A mis profesores:

Por inculcarme tantos valores ayudándome a ser un profesional comprometido con su profesión, sobre todo a mi tutor Juan .G. Noa , por apoyarme tanto en mi tesis.

A mis amigos:

Gracias por dejarme gozar de las maravillas de la amistad , y por tantos buenos momentos de sacrificio y esparcimiento .

A la UCF:

Por permitirme aprovechar estos cinco años para formarme como un profesional comprometido con la Revolución.

Dedicatoria :

A mi madre por no desfallecer en el afán de verme convertido en un profesional....

El que tiene el don de hablar para convencer, debe tener la virtud de oír para analizar. La modestia hace crecer flores, la inmodestia come virtudes.

José Luis Borges

Resumen:

El presente trabajo, está fundamentado en un problema existente, en la empresa de piensos Cienfuegos en cuanto a la granulometría y dosificación de sal en las distintas pre mezclas elaboradas; donde el cloruro de sodio constituye una de las materias primas, para lo que fue necesario realizar un estudio de la literatura relacionada con mecánica aplicada, después de una previa documentación de los molinos existentes en la industria mundial y ajustándonos a las necesidades de la empresa se procedió a realizar los cálculos de diseño y dimensionado del molino o trituradora de cilindros lisos transportador sinfín y báscula dosificadora con muelle elástico. El resultado técnico económico consiste en el cálculo de costo de fabricación cada una de las máquinas que conforman el sistema donde la evaluación realizada demuestra la que es más factible su construcción en nuestra empresa en vez de la compra de este sistema en el exterior.

Abstract;

The present work, it is based in an existent problem that consists on contributing to the grain and dosage by means of the addition of salt in the pre mixtures where the chloride of sodium constitutes one of the raw materials; for that reason it has been necessary to carry out a study of the literature related with applied mechanics, after a previous documentation of the existent mills in the world industry and adjusting us to the necessities of the company. It was proceeded to carry out the design calculations and dimension of the mill or crushing machine of cylinders flat transporter worm and scale dosage machine with elastic spring. The economic technical result consists on the delivery of the drawing of the main pieces that compose each one of the equipment and it was obtained that it is feasible its construction in the company instead of the purchase of this system in other country in the carried out economic evaluation.

Indice:

Introducción	1
Capítulo I: Métodos empleados para la trituración de sal empleados en Cuba y en el extranjero:	1
1.1- Reseña histórica de la empresa productora de piensos de Cienfuegos	1
1.2- Métodos de trituración existentes	2
1.2.1-Elección de trituradoras:	8
1.3- Transportador de tornillo sinfín, características generales:.....	9
1.3.1- Partes componentes de los transportadores de tornillo sinfín.....	10
1.4- La dosificación de la sal.....	14
1.5- Principios de funcionamiento de las básculas	16
1.5.1- Básculas con muelle elástico	17
1.5.2- Las básculas con contrapeso:	17
Capítulo II: Cálculo y diseño de los componentes del sistema de trituración, transporte y dosificación de sal.....	22
2.1 - Cálculo y dimensionado de la trituradora de rodillos:	22
2.1.1-Cálculo de transmisión por correas.....	26
2.1.2 Cálculo de la transmisión por engranaje del molino.....	32
2.1.3 Cálculo de transmisión por engranaje a la fatiga superficial método GOST. cálculo a picadura.....	32
2.1.3 Cálculos y diseño de los árboles de los cilindros :.....	38
2.1.4 Selección de los cojinetes del árbol.....	46
2.2- Metodología de cálculo para el diseño del transportador de tornillo sinfín.....	48
2.3-Diseño de la báscula dosificadora:	57

Fábrica de Piensos Cienfuegos

2.3.2 Cálculos y Diseño del eje de la báscula dosificadora:	63
2.3.3 Cálculo y selección de los cojinetes de la báscula.....	70
2.3.4 Cálculos y Diseño del muelle.	72
Capítulo III: Costos de fabricación del sistema de trituración, dosificación y transporte de sal. .	91
3.1-Generalidades del costo.	91
3.2-Costos necesarios para la construcción del molino.....	93
Costos de materiales:	93
3.3-Costos necesarios para la construcción del transportador.....	97
3.4 Costos necesario para la construcción de la báscula.....	100
3.5 Costos totales de la construcción del sistema de molida, transportación y dosificación de sal.	103
Conclusiones:	107
Recomendaciones:	109
Bibliografía	110
Anexo A.....	112
Anexo B.....	117

Introducción

La Fábrica de Piensos Cienfuegos, ubicada en Obourke zona industrial # 2 , la cual tiene como objetivo social la producción de pienso animal para satisfacer la demanda de este producto a las provincias de la región central del país, como Matanzas, Sancti Spíritus, Ciego de Ávila y algunas producciones para Camagüey. El producto final es obtenido a partir del molinado de las distintas materias primas con las que se trabaja en dicha empresa como son, trigo y maíz como materia base, donde para el cumplimiento del correcto valor proteico y del balance alimenticio de cada una de las mezclas se le adiciona en determinados porcentajes sal común o cloruro de sodio.

Actualmente el proceso de adición de esta materia prima se realiza de forma manual, descargándola directamente a través de un conducto que en su posición superior consta de una rejilla para separar las piedras de sal, debido a que la sal se adiciona directamente de los sacos, con la misma calidad en cuanto a tamaño de grano que se recibe en esta unidad trayendo esto consigo una afectación en la calidad de distribución homogénea del producto en las pre mezclas fabricadas, afectando esto el producto final que se obtiene, por lo que se ha propuesto la tarea de diseñar un sistema de trituración, transportación y dosificación de sal para lo cual se ha elegido un molino de rodillos, un transportador sinfín y una báscula dosificadora de resorte adecuándose estos al material de construcción de acuerdo con el producto de trabajo según sus propiedades. El trabajo está estructurado por tres capítulos donde en Capítulo I se expone los distintos tipos de molinos, así como la importancia de la sal para la elaboración de los distintos piensos, su calidad, principales características y principios de la trituración. Capítulo II Se realizaron los cálculos pertinentes para un correcto diseño del molino, el transportador y la báscula dosificadora que según la bibliografía consultada son capaces de dar solución a la necesidad vigente en dicha fábrica, todo esto seguido y sustentado del Capítulo III donde se encuentran los cálculos económicos, costos totales para la fabricación del sistema, quedando demostrando así la viabilidad del proyecto.

Problema científico:

La fábrica de piensos Cienfuegos presenta dificultades en la obtención de las distintas mezclas de pienso de consumo animal debido a la calidad del cloruro de sodio como materia prima, ya que no se logra una correcta homogenización de sal en el producto final. Esta dificultad debe presentarse por la adquisición de sal de una granulometría no adecuada o de no poseer un sistema de molienda en la fábrica .

Hipótesis:

Si se añade sal de la granulometría adecuada o se diseña el molino o trituradora, transportador y báscula dosificadora será posible garantizar y elevar la calidad de las mezclas como producto final:

Objetivo general:

Diseñar el sistema de trituración, transportación y dosificación de sal para garantizar la eficiencia y calidad de la producción de piensos de consumo animal en la Empresa de Pienso de Cienfuegos.

Objetivos específicos:

Realizar una búsqueda en la literatura especializada de los diferentes métodos existentes para la trituración, transportación y dosificación de sal.

Diseñar el sistema de trituración de sal empleando molino de cilindros lisos.

Diseñar el sistema de transportación adecuado para la producción.

Diseñar el sistema de dosificación de la sal para la adición correcta al pienso.

Calcular el costo económico de la fabricación del sistema, demostrando la viabilidad del proyecto.

Capítulo I: Métodos empleados para la trituración de sal empleados en Cuba y en el extranjero:

1.1- Reseña histórica de la empresa productora de piensos de Cienfuegos

La Fábrica de Pienso de Cienfuegos, ubicada en Obourke zona industrial # 2, es la de mayor capacidad del país y está diseñada para producir piensos balanceados secos, con una capacidad de mezcla de 50 t/h, con un aprovechamiento de 1000 toneladas al día. La cual tiene como objetivo social la producción de pienso animal para satisfacer la demanda de este producto en la región central del país los cuales son entregados en sacos o a granel, contando con Matanzas Sancti Spíritus, Ciego de Ávila, Villa Clara como principales clientes y algunas producciones para Camagüey. El producto final es obtenido a partir del molinado de las distintas materias primas con las que se trabaja en dicha empresa como son el trigo y maíz como materia base, donde para el cumplimiento del correcto valor proteico y balance alimenticio de cada una de las mezclas se le adiciona en determinados porcentos sal común o cloruro de sodio.

Actualmente el proceso de adición de esta materia prima se realiza manual directamente a través de un conducto que en su posición superior consta con una rejilla para separar las piedras de sal, debido a que la sal se adiciona directamente de los sacos, con la misma calidad en cuanto a tamaño de grano que se recibe en esta unidad trayendo esto como resultado una afectación en la calidad de distribución homogénea del producto en las mezclas fabricadas.



Figura 1.1 Rejilla actual donde agrega la sal.

1.2- Métodos de trituración existentes

La trituración es un proceso de reducción de materiales comprendido entre los tamaños de entrada de 1 metro a 1 centímetro (0,01m), diferenciándose en trituración primaria (de 1 m- a -10 cm) y trituración secundaria (de 10 cm a 1 cm). Los medios de molienda tienen 3 tipos de movimientos: Rotación alrededor de su propio eje. Caída en catarata en donde los medios de molienda caen rodando por la superficie de los otros cuerpos. Caída en cascada que es la caída libre de los medios de molienda sobre el pie de la carga.

Las fuerzas utilizadas en la reducción de tamaño son: la compresión, el cizallamiento, la percusión o impacto y la fricción o abrasión. Todos los aparatos de trituración deben de disponer de una serie de mecanismos o técnicas de autorregulación:

- Un sistema o técnica anti desgaste.
- Un sistema de regulación de la granulometría del producto.
- Un mecanismo anti-intritables que garantice la integridad de la máquina.

Molienda.

El término molienda es de uso común, se refiere a la pulverización y a la dispersión del material sólido o en este caso, de la materia prima. Suponiendo, que toda materia prima, en estado natural, no es completamente pura. Cuando se desea un caudal de

producción alto, la elección debe recaer en las trituradoras giratorias, pues al trabajar en ciclo completo son más eficientes que las machacadoras de mandíbulas. Por el contrario, cuando el tamaño máximo de fragmento es alto y el caudal no; las machacadoras de mandíbulas son la respuesta adecuada

De los sistemas existentes que hagan frente a la totalidad del proceso se resaltan.

- El desgaste continuo del uso intensivo del mecanismo triturador
- El uso indeterminado del mecanismo, conlleva un desajuste de la granulometría, con graves consecuencias a la hora de obtener el producto deseado

La indeterminada agresividad del mecanismo, que puede conllevar a la pérdida parcial o total, de una de las partes del mismo, a causa de un fallo en el mecanismo

Tipos de trituración y trituradoras existentes :

TRITURACIÓN GRUESA

Para la trituración gruesa se emplean trituradoras de mandíbulas cónicas en las cuales el material con una dimensión de los pedazos no mayor de 1 500 *mm* se tritura bajo la acción, fundamentalmente, de las fuerzas aplastantes y de penetración hasta obtener pedazos de una dimensión cuyo radio oscila de (300 a 100) *mm*.

TRITURACIÓN MEDÍA Y FINA

Después de la trituración gruesa, el material se somete con frecuencia a una trituración ulterior, en las máquinas de trituración media y fina, en las cuales la trituración se realiza aproximadamente de 100 *mm* (la dimensión de los pedazos más grandes del material inicial) hasta 10 ó 12 *mm*. Para la trituración media y fina se utilizan trituradores de dos cilindros, por choque, centrífugas y las trituradoras cónicas.

Tipos de trituradoras:

Trituradoras de mandíbula

Trituradoras giratorias

Trituradoras cónicas

Trituradoras de cilindros lisos

Trituradoras por impacto-centrífugas

Trituradoras de mandíbula

Esta trituradora consta de una mandíbula fija y otra móvil, en forma de V figura 1.1 que está articulada en su parte superior sobre un eje que le permite acercarse y alejarse de la anterior por medio de un sistema de biela excéntrica y de placas articuladas para comprimir la roca entre ellas.

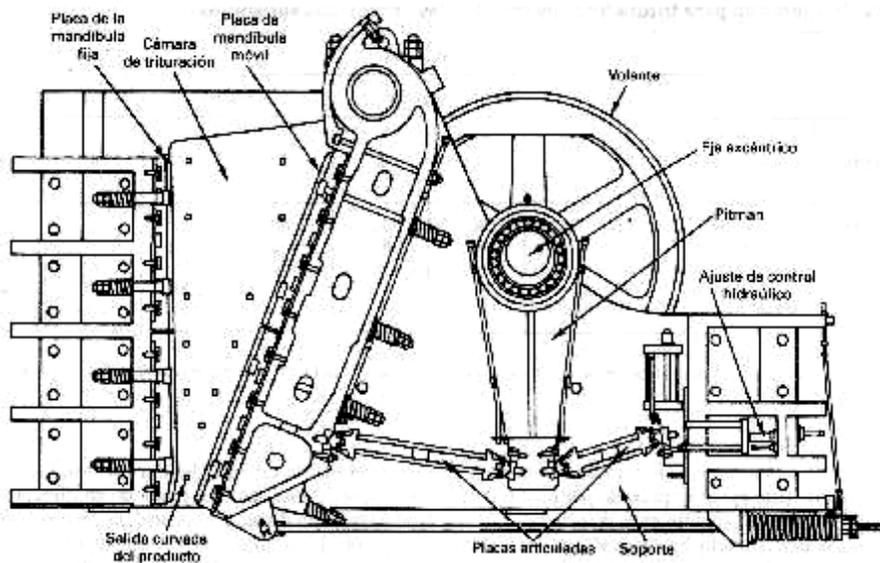


Figura 1.1 Trituradoras de mandíbula. (V.S.Shubin, 1977)

Trituradoras giratorias

Básicamente consisten en un eje vertical largo articulado por la parte superior a un punto (spider) y por la parte inferior a un excéntrico. Este eje lleva consigo un cono triturador. Todo este conjunto se halla ubicado dentro el cóncavo o cono fijo exterior. El conjunto, eje y cono triturador se halla suspendido del spider y puede girar libremente (85 - 150 rpm), de manera que en su movimiento rotatorio va aprisionado a las partículas que entran a la cámara de trituración (espacio comprendido entre el cono triturador y el cóncavo) fragmentándolas continuamente por compresión. La acción de esta trituradora puede compararse con la acción de varias trituradoras de mandíbulas

colocadas en círculo. El tamaño de estas máquinas se designa por las dimensiones de las aberturas de alimentación y el diámetro de la cabeza

Trituradora cónica:

Este tipo de trituradora como se muestra en la figura 1.2 consta de una mano de mortero de forma cónica y oscilante que va dentro de un mortero o tazón grande de la misma forma y de tamaño mucho mayor. Los ángulos de los conos son tales que la anchura del paso decrece hacia la base de las caras de trabajo. La mano del mortero consiste en un manto que gira libremente sobre su eje.

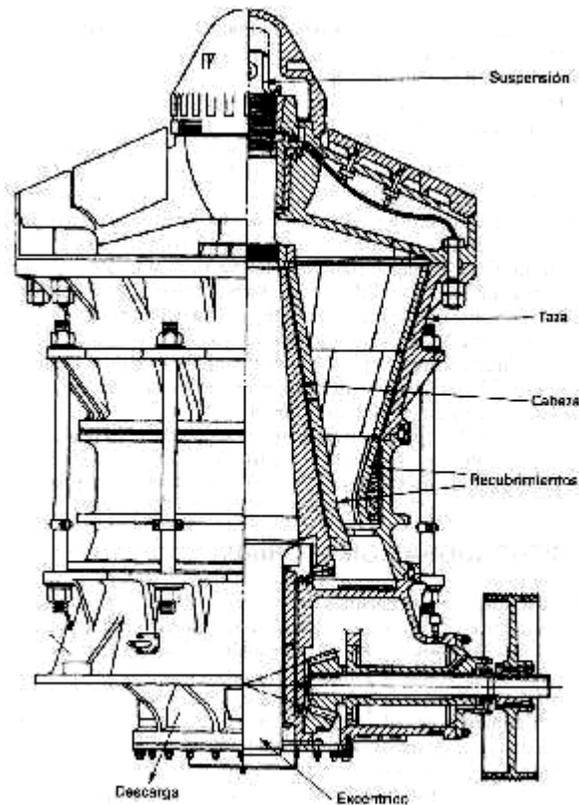


Figura: 1.2 Trituradoras cónica (V.S.Shubin, 1977)

Trituradoras de cilindro

- De cilindros lisos
- De cilindro dentado y placa

El mecanismo de actuación de cada uno de los tipos es completamente diferente. El primero actúa prácticamente por compresión pura, en el caso de rodillos de igual velocidad, mientras que en el segundo tiene también una gran importancia en el cizallamiento y a veces la percusión. Los aparatos de CILINDROS LISOS más frecuentes son los que tienen igual velocidad los dos rodillos que lo componen. Constan de dos cilindros lisos enfrentados y separados por una cierta distancia (que puede ser cero, es decir, estar en contacto).

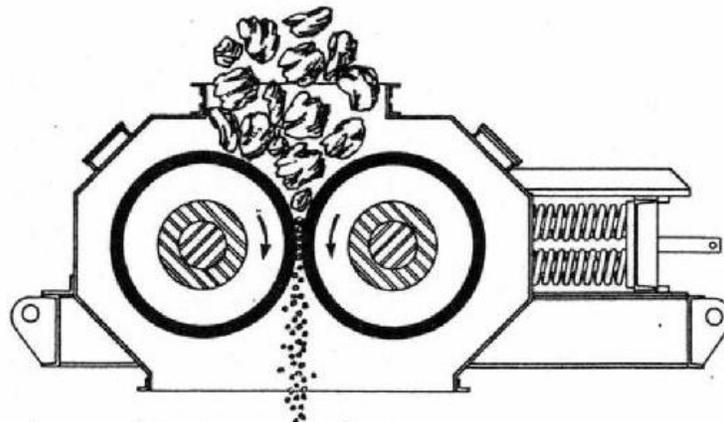


Figura: 1.3 Trituradoras de mandíbula. (V.S.Shubin, 1977)

Respecto a su funcionamiento estos cilindros giran en sentidos opuestos con la misma velocidad, movidos normalmente por dos motores independientes. Los rodillos llevan una camisa de acero al manganeso como protección contra el desgaste. Un rodillo va montado contra unos topes sobre los cuales es presionado por unos muelles, o sistema hidráulico como el mostrado en la, figura 3, que hacen de sistema de seguridad, así cuando entra un intriturable, este rodillo puede retroceder hasta que el cuerpo pasa. El otro rodillo va montado sobre unos soportes o tornillos que permiten regular su

posición con respecto al anterior, para dejar más o menos distancia entre ellos. Los granos de roca que caen entre los rodillos son atrapados, si su dimensión es la adecuada, por las fuerzas de rozamiento, y obligados a pasar entre ellos, con lo que sufren una fuerte compresión que los rompe. Son máquinas robustas y sencillas que pueden tratar productos húmedos y pegajosos, así como también abrasivos, aunque en este último caso el consumo puede ser notable.

Sistemas de rodillos dentados

El sistema de RODILLO DENTADO Y PLACA , figura 1.4, consiste en un rodillo fijado a un eje, dientes de formas y longitudes variables para cada aplicación completa. Este rodillo gira frente a una placa fija posicionada con muelles como medida de seguridad anti triturables. Al girar el rodillo atrapa con sus picos las rocas y las va desmenuzando, obligándolas a pasar por la separación entre rodillo y placa. Los dientes o picos están sometidos a grandes esfuerzos y por ello esta máquina sólo es apta para rocas muy fiables y no muy duras, o para materiales blandos, húmedos o pegajosos no abrasivos. Es muy utilizada en el carbón.

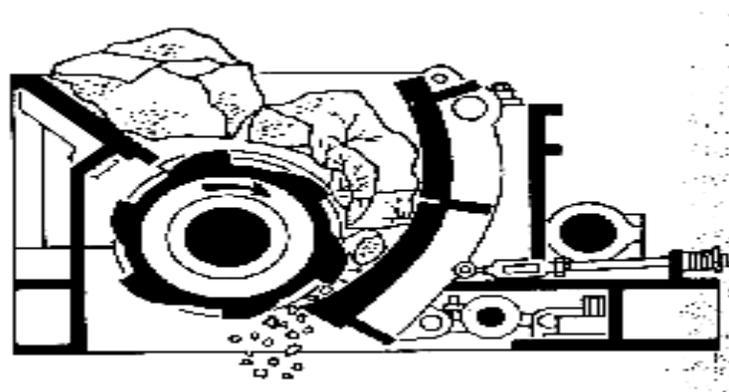


Figura:1.4 Trituradoras de rodillo dentado y placa. (V.S.Shubin, 1977)

Los sistemas de rodillos dentados tienen una mayor aplicación y pueden ser de diversos tipos, entre los que se mencionarán:

- Los de rodillo dentado y placa.

- Los de dos rodillos
- El sistema de DOS RODILLOS DENTADOS es similar, pero con otro rodillo en vez de la placa, estando los dientes o picos situados de tal forma que se alternan en ambos y puede actuar como tamiz, haciendo pasar rápidamente todos los tamaños inferiores ya producidos. Se utilizan en rocas no muy resistentes como esquistos, carbón, etc., como se muestra en la figura 1.5.

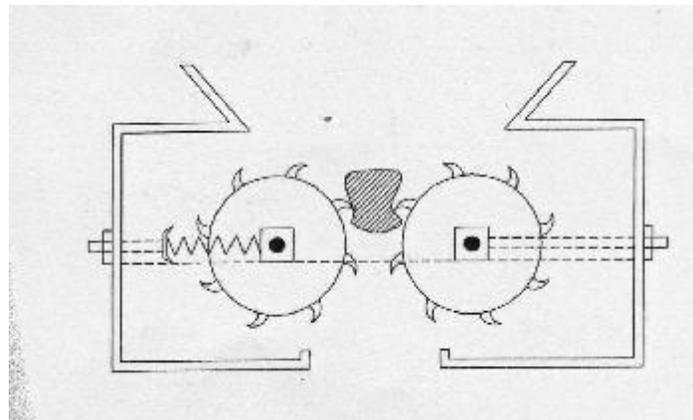


Figura: 1.5 Trituradoras de rodillos dentados. (V.S.Shubin, 1977)

1.2.1-Elección de trituradoras:

La selección de trituradores de cilindros lisos se hace a partir del tamaño máximo a triturar, que es el que condiciona el diámetro de los cilindros para que las rocas sea realmente atrapada y forzada a pasar entre ellos y no sea despedida hacia arriba. En las trituradoras de cilindros dentado y placa, su selección se debe hacer de acuerdo con el tamaño máximo de grano a tratar. Así con rocas de dureza media, el diámetro del cilindro debe ser el doble del tamaño máximo de grano, mientras que con rocas blandas el diámetro debe ser al menos una vez y media el tamaño máximo. La selección de trituradoras de dos cilindros dentados también se hace teniendo en cuenta el tamaño de grano máximo del material a triturar, estimándose que el diámetro de los rodillos debe

ser tres veces el tamaño máximo para los aparatos de serie normal y de uno y medio a tres veces para los de la serie pesada.

Para la elección de los mecanismos de trituración. Se tiene en cuenta que.

- El tamaño máximo de fragmento a fracturar.
- El caudal de producción.
- El tipo de material a triturar.

1.3- Transportador de tornillo sinfín, características generales:

El conductor de sinfín o tornillo, al igual que algunos otros conductores, se diferencian en que no poseen órganos de tracción flexible. El conductor de sinfín normalmente se compone de un helicoide de hierro fundido o de plancha de hierro dúctil con un eje tubular de rotación, el cual va alojado dentro de una caja o (artesa), y se apoya en chumaceras intermedias, delantera y trasera. El material es depositado en la parte superior en un extremo y descargado por la inferior, en un punto intermedio o en el extremo. Cuando el helicoide rota, el material depositado es trasladado a lo largo de la artesa siguiendo el principio mecánico de la rosca o tornillo, es decir al girar dicho helicoide propulsado por la unidad motriz (motor, reductor, acoplamientos), tiende a enroscarse y avanzar dentro del material depositado logrando el desplazamiento de éste desde el punto de entrada hasta el punto de salida. La carga no rotará junto con el helicoide debido a la acción de su propio peso y a la fricción contra las paredes de la caja.

Los conductores de tornillo sinfín tienen las siguientes:

Ventajas

- 1- Diseño simple y bajo costo inicial
- 2- Mantenimiento sencillo
- 3- Ocupan poco espacio transversalmente.
- 4- Permiten descargar en puntos intermedios y simultáneamente

5- Pueden cerrarse herméticamente (especialmente para transportar materiales pulverizados, calientes de olores desagradables etc.)

Desventajas

- 1-Alto consumo de energía
- 2- Rápido desgaste de la caja y las partes móviles
- 3- Se emplea solamente para un limitado grupo de materiales a granel

Los transportadores de sinfín se emplean para capacidades bajas y medias (hasta 100 m³/h) y para distancias cortas (de 30 a 40 m de largo y muy excepcionalmente 50 a 60m).Los conductores de sinfín generalmente trabajan de forma horizontal o con ligeras inclinaciones de (10 a 20 grados) .Existen diseños especiales empleados para elevar verticalmente o con ligeras inclinaciones las distintas cargas

1.3.1- Partes componentes de los transportadores de tornillo sinfín

Los conductores de sinfín pueden tener el helicoide con paso derecho, lo más usual con paso izquierdo. El helicoide puede tener uno, dos o tres hilos o hélices. El diseño del conductor sinfín se realiza a partir de las características del material que se deberá transportarse por ejemplo, para la manipulación de materiales secos, en polvo, granulados, en pedazos grandes y medios, que no compacten se emplea el tornillo o helicoide de paso corto y de superficie continua. Este tipo de tornillo es el más productivo, pues no permite el retorno del material. Para materiales pegajosos o adhesivos y de pedazos grandes se emplean los tornillos de cinta. Los tornillos de paleta y de estrella se emplean para la transportación de materiales aglutinables o para el mezclado y batido de materiales en un determinado proceso tecnológico .El helicoide se construye generalmente de secciones formadas por chapas de acero estampadas de 4 a 8 mm de espesor. Las secciones se sueldan al eje entre sí. En ocasiones, el helicoide es conformado en frío y constituido en forma continua. El helicoide puede construirse integralmente de una sola pieza con el eje,o en segmentos tubulares montados en el eje. En el helicoide de cinta, esta se une al eje mediante

varillas metálicas. El eje puede ser macizo o hueco; teniendo como resultando los últimos son mucho más ligeros sin dejar de ser resistentes.

Además, resulta mucho más fácil ensamblar dichos tramos cuando el eje es hueco. El helicoides, se construye por tramos de 2 a 4 m de largo, los cuales se ensamblan o unen para lograr la longitud deseada del conductor. Los ejes huecos van unidos entre sí por medio de bujes insertados dentro de estos y fijados por medio de pernos. Los bujes de unión sirven, además, para colocar en ellos las chumaceras intermedias. Las chumaceras intermedias se apoyan en los bordes superiores del canal sosteniendo el eje del conductor de manera que no exista ningún obstáculo en el movimiento de la carga. En los puntos donde están instaladas las chumaceras, se interrumpen los filetes del helicoides, por lo que dichas chumaceras deben ocupar el menor espacio posible. Los cojinetes deslizantes autoalineantes, (esféricos) que se emplean en los apoyos intermedios suelen tener bujes de bronce, hierro fundido, babbit u otros materiales antifricción. Para disminuir la resistencia se emplean, en ocasiones, cojinetes de rodamiento de doble anillo de bolas. Estos cojinetes deben ser protegido contra la penetración de materias extrañas, pero tratando de que la solución no aumente demasiado el tamaño de las chumaceras. El sistema de lubricación de estas chumaceras se construye colocando un tubo sobre ellas fijado a la parte superior o tapa de la caja. Las ventanillas de observación suelen colocarse cerca de las chumaceras intermedias de manera que sirven para detectar cualquier atascamiento y controlar el comportamiento de estas. Cada transportador de sinfín tiene dos cojinetes finales: delantero y trasero. El cojinete delantero (de empuje) absorbe la presión axial que surge durante el trabajo del transportador. Las fuerzas axiales, en una serie de casos alcanzan una gran magnitud y constituyen una parte considerable de las resistencias generales en los transportadores de tornillo. Para los cojinetes delanteros se emplean cojinetes de rodamiento. Para los cojinetes traseros de los transportadores sin fines también se emplean preferiblemente los cojinetes de rodamiento. La particularidad de los cojinetes traseros radica en que estos están calculados para un

posible desplazamiento axial. Las chumaceras de empuje situadas en la parte delantera dan lugar al esfuerzo de tracción sobre el eje, mientras que si se situara en extremo trasero las cargas serían de compresión. Los cojinetes y los acoplamientos de unión no deben ocupar más de un 25% del volumen útil de la sección de la caja, situada más abajo del eje geométrico del tornillo. Las piezas y los conjuntos de los transportadores de una dimensión tipo y de una construcción deben ser intercambiables. La caja o artesa de un conductor de sinfín de tipo general se construyen de chapas de acero. Las aletas o rebordes que se construyen transversal y longitudinalmente a la caja o artesa sirven como refuerzo aumentando la rigidez de los elementos, además se emplean para la fijación de la tapa, las longitudinales y para la unión de una sección con otra, las transversales. El espesor de la chapa de la artesa depende del diámetro del helicoide y de la abrasividad del material transportado siendo su rango de 3 a 8 mm. El diámetro interior de la caja es ligeramente mayor que el del helicoide de manera que exista una determinada holgura entre ellos. La exactitud en la construcción y ensamblaje de la caja y el tornillo permitirá la necesaria holgura entre estos elementos, evitando las trabazones del material y disminuyendo el consumo de energía del equipo. La holgura recomendada es de 6 a 10mm pero esta magnitud aumenta con el aumento del diámetro del helicoide. Las series del diámetro del helicoide y su paso, se muestra en la tabla 1.1

Tabla 1.1 Diámetro y paso del helicoide en (mm)

Diámetro del tornillo	100	125	160	200	225	320	400	500	650	800
Pasos del tornillo	100	125	160	200	250	320	400	500	650	800
	80	100	125	160	200	250	320	400	500	650

Como se observa los valores del paso del tornillo adoptados por las normas son iguales a 0,8 y 1,0 de su diámetro. La caja es soportada por apoyos soldados o de hierro fundido. Las compuertas de descarga intermedias suelen tener cremalleras para abrir y

cerrar estas. Otro mecanismo muy empleado es el consistente en dos válvulas pivotantes de 90° alrededor de un eje central. La unidad motriz propulsora se compone de un motor eléctrico y los acoplamientos que unen a estos elementos entre sí y con el eje del conductor. El desglose de piezas del transportador sinfín se muestra en la figura 1.6.

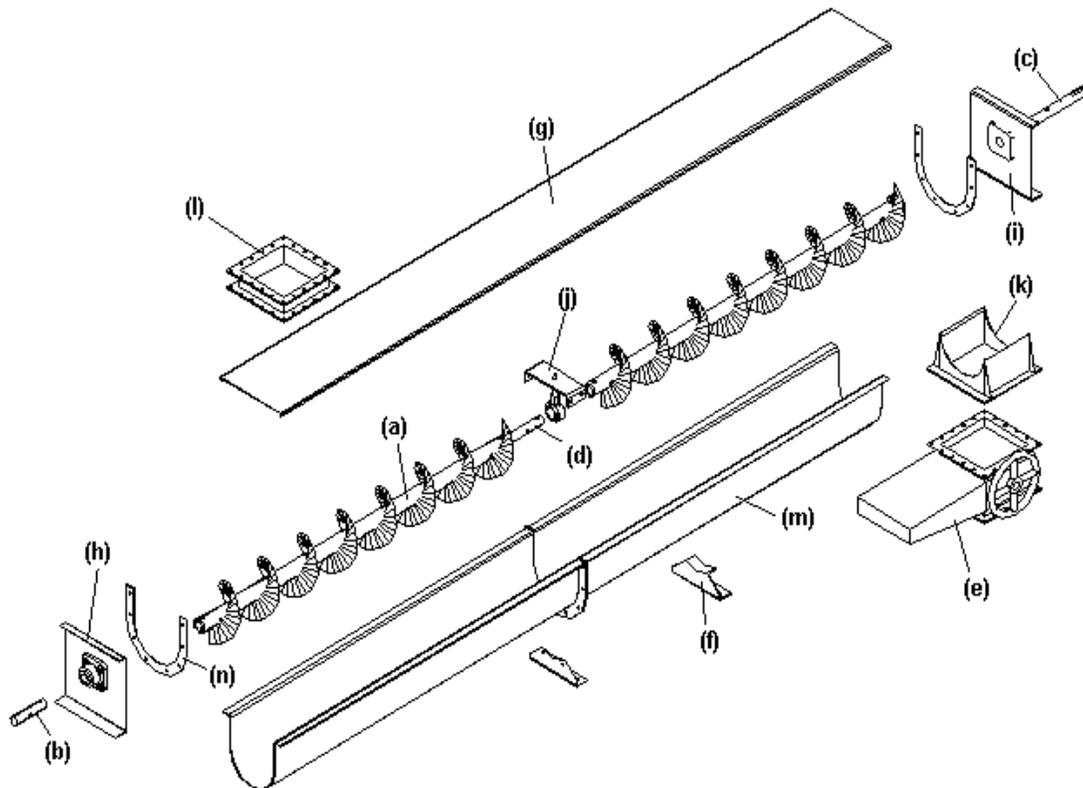


Figura 1.6 Diagrama de los componentes de un transportador de tornillo sinfín

- (a) Tornillo Sinfín
- (b) Eje terminal
- (c) Eje motriz
- (d) Eje conector
- (e) Compuerta de descarga
- (f) Soporte de artesa
- (g) Cubierta

- (h) Tapa de extremo opuesto al motor
- (i) Tapa de extremo lado motriz
- (j) Soporte colgante
- (k) Chute de salida
- (l) Chute de entrada
- (m) Artesa
- (n) Brida

1.4- La dosificación de la sal.

La sal denominada cloruro sódico (o cloruro de sodio), cuya fórmula química es NaCl. Existen dos tipos de sal, según su procedencia: la sal marina, que se obtiene de la evaporación del agua de mar, la cual cuenta con una estructura cristalina cúbica de la sal, cada nodo de la red es alternativamente un átomo de sodio o de cloro. La sal está compuesta de redes de iones de Cl^- y Na^+ en cristales que poseen una estructura en forma de sistema cúbico. Como se muestra en la figura 1.7

Cloruro sódico:

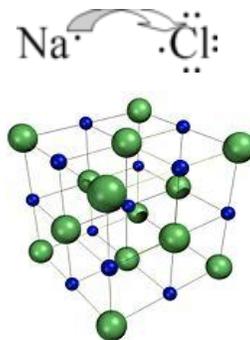
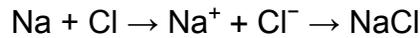


Figura 1.7 Cloruro Sódico (NaCl) red cristalina. (<http://www.google.com>)

El cloruro Sódico (NaCl) posee el mismo número de átomos de Cloro que de Sodio y el enlace químico que los une está clasificado como iónico existente entre los iones: un catión de sodio (Na^+) y un anión de cloro (Cl^-) de tal forma que la molécula NaCl se compone de la siguiente forma:



La sal pura posee cerca de 60 ó 66% de peso de cloro elemental y un 39 ó 34% de sodio, a veces aparece aproximado como un 60 ó 40 %. La sal posee entre sus propiedades químicas una solubilidad de 35,7 g/100 ml a 0 °C.

Uso de la sal en los piensos

La sal es uno de los minerales implicados en el mantenimiento de la presión osmótica de las células y el equilibrio ácido-básico de la sangre, donde el sodio representa el noventa por ciento de las bases del suero y el cloro los dos tercios de la acidez de la sangre. También es necesaria para la formación del ácido clorhídrico que se encuentra en los jugos digestivos del estómago. En el alimento, la sal actúa como un condimento, sazona el alimento haciéndolo más apetitoso. Los animales o las aves de corral privadas de sal muestran, después de algún tiempo, pérdida del apetito, desfallecimiento, reducción de la tasa de crecimiento o pérdida de peso y una caída de la producción. Las plantas que consumen los animales, ganado vacuno, ovejas y caballos necesitan grandes cantidades de sal. En los alimentos de origen animal está presente cierta cantidad de sal, y por eso los cerdos y las aves de corral necesitan que se añada menos sal a sus raciones. Las pre mezclas constituyen un paso previo a la fabricación del pienso en sí. El uso de pre mezclas y correctores facilita la dinámica de las fábricas de pienso y asegura una óptima distribución en la mezcla final de aquellos ingredientes que entran en cantidades pequeñas. Dentro de su versatilidad distinguimos dos tipos de pre mezclas: el macro y el micro corrector. El macro corrector se incluye en la mezcla final a niveles superiores al 1% e incluye macro minerales (Ca, P, Mg, Na) Los aditivos utilizados son muy numerosos e incluyen coccidios tatos, pigmentantés, Antibióticos, promotores de crecimiento, enzimas, aglomerantes, aromas, saborizantes, acidificantes, anti fúngicos, antioxidantes y otras sustancias.

Sodio (Na)

Es un electrolito clave en la regulación del equilibrio iónico y en la neurotransmisión de impulsos. Una carencia en Na se asocia con caída de plumas, bajas productividades, comportamientos anómalos y fenómenos de pica y canibalismo a niveles elevados de

sal en pienso incrementa el consumo de agua con efectos negativos sobre la calidad y limpieza del huevo. Además un exceso de sal a fin de satisfacer las necesidades en Na implica elevar el consumo de cloro (Cl) por encima de las recomendaciones, lo que puede afectar negativamente el equilibrio electrolítico, el consumo de pienso y los procesos de calcificación, con problemas óseos y defectos en la calidad de la cáscara. Por esta razón es frecuente sustituir hasta un 30% de la sal a añadir al pienso por cantidades equivalentes de Na en base a bicarbonato sódico (27% Na⁺ y 0% Cl⁻), especialmente en verano. El exceso moderado de Na incrementa el consumo de agua y pienso, y en rumiantes aumenta la duración y consistencia de la rumia

Proporciones y dosificación de sal, en las distintas mezclas que se fabrican:

Las raciones de las aves de corral se añade de 0,25 % al 1 % de sal, y a las de los cerdos de 0,25-0,50 %. El método más corriente de suministrar sal al ganado vacuno, ovejas y caballos consiste en proporcionarles una provisión bien de gránulos o escamas de sal, sal en roca o en bloques, para permitir que los animales tomen la que ellos apetezcan.

En el proceso de fabricación industrial de los distintos alimentos para el consumo animal el balance alimenticio se logra adicionando sal fina al proceso en función del producto a obtener que puede ser pienso destinado al consumo avícola al cual por cada 5 toneladas es necesario adicionar 15 kg de sal, para porcinos 17.5kg, vacunas 50kg de sal y se produce alrededor de 400 toneladas de piensos diarios. Los sacos de sal tienen 55kg. Para conocer el nivel de sal de un producto es necesario medir la cantidad de Cl⁻ en el producto. Esta medida se puede hacer de diferentes maneras que se basan sobre la insolubilidad del cloruro de plata. Si el objetivo es hacer un análisis dietético, hay que dosificar los iones Na⁺, porque generalmente la sal no es la única fuente de Na⁺.

1.5- Principios de funcionamiento de las básculas

Actualmente existen dos tipos de básculas: mecánicas y electrónicas. En el caso de las básculas mecánicas, las mismas pueden ser por contrapeso o con muelle elástico. Las

básculas con contrapeso actúan por medio de un mecanismo de palancas. Ese mecanismo de palancas transforma la fuerza correspondiente al peso del objeto a medir en un momento de fuerzas, que se equilibra mediante el desplazamiento de un pión a lo largo de una barra graduada, donde es el peso de la masa. El principio de funcionamiento de estas básculas es similar al de una romana o una balanza, comparando masas, mediante una medición indirecta a través del peso.

1.5.1- Básculas con muelle elástico.

Los avances en las técnicas de pesado, han hecho desaparecer prácticamente las básculas de palanca con contrapeso, y ahora se usan básculas con muelle elástico, basadas en la deformación elástica de un resorte que soporta la acción gravitatoria del peso del objeto a medir, en lugar de realizar una comparación de masas. Por esta razón, actualmente el nombre báscula se aplica también a toda una serie de sistemas de pesada basados en la gravedad, del tipo dinamómetro. Al funcionar por muelle elástico, estas básculas miden la fuerza ejercida por un objeto sujeto a la fuerza de gravedad, es decir, el peso. Sin embargo, el peso (P) y la masa (m) están relacionados por la siguiente relación:

$$P = m * g$$

Donde P es el peso, m es la masa y g es la intensidad del campo gravitatorio o aceleración de la gravedad. Esta relación permite calcular la masa, ya que si la intensidad gravitatoria es constante, entonces la masa es directamente proporcional al peso.

1.5.2- Las básculas con contrapeso:

Actúan por medio de un mecanismo de palancas. Ese mecanismo de palancas transforma la fuerza correspondiente al peso del objeto a medir en un momento de fuerzas, que se equilibra mediante el desplazamiento de un pión a lo largo de una

barra graduada, donde se lee el peso de la masa. El principio de funcionamiento de estas básculas es similar al de una romana o una balanza, comparando masas, mediante una medición indirecta a través del peso.

Capítulo II: Cálculo y diseño de los componentes del sistema de trituración, transporte y dosificación de sal

2.1 - Cálculo y dimensionado de la trituradora de rodillos:

Ángulo de sujeción de la trituradora. Por las fuerzas estudiadas que actúan en el pedazo cuando éste es comprimido por los cilindros, se deduce que el ángulo de sujeción, debe ser menor de dos ángulos de fricción, es decir, $(\alpha \leq 2\varphi)$. En caso contrario, los pedazos de material no se apretarán en la boca de la trituradora y, por consiguiente, no se triturarán.

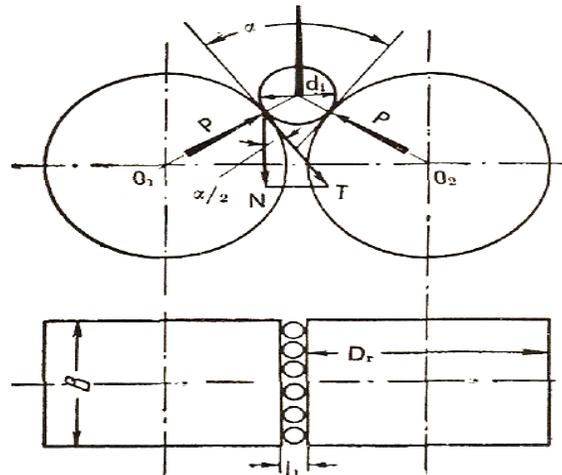


Figura 2.1 Esquema para determinar el ángulo de sujeción de la trituradora de cilindros lisos. (V.S.Shubin, 1977)

La distancia entre los cilindros, "e" se regula de acuerdo con el grosor final (d_f) dado del material a triturar.

Al mismo tiempo, se debe tener en cuenta que uno de los cilindros se instala en los cojinetes que se deslizan libremente por la bancada y se comprimen por los muelles en el lado del otro cilindro, Al llegar el material a la boca de la trituradora

los muelle se comprimen, los cilindros se separan, y por consiguiente, el valor "e" aumenta.

Si se toma la distancia entre los cilindros libres $e=d_f$ entonces en los productos de la trituración habrá un contenido elevado de fracciones más grande que el dado d_f a consecuencia del aumento del valor "e" con la trituradora cargada. Para disminuir el contenido de fracciones más grande que d_f en el material triturado, este valor, establecido por vía experimental durante el arranque y el ajuste de la trituradora de cilindro, será algo menor que d_f

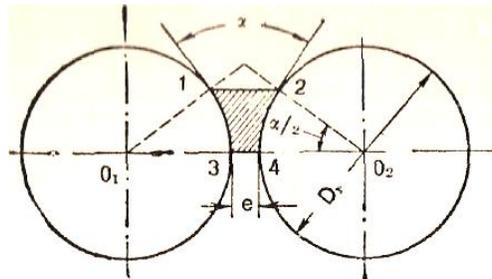


Figura 2.2-Esquema para determinar las dimensiones de las trituradoras de cilindros lisos.

(V.S.Shubin, 1977)

Al aumentar la velocidad de rotación de los cilindros aumenta la productividad de la trituradora. Sin embargo, el número de revoluciones se puede aumentar solamente hasta un límite determinado, ya que el exceso origina un desgaste considerable de los cilindros, un aumento elevado de energía, una gran vibración de la máquina y la posible ruptura de sus piezas.

La dependencia de la velocidad de rotación de los cilindros con diferentes factores puede hallarse de la forma siguiente:

El material sujeto a trituración se mueve hacia la abertura de salida bajo la acción de las fuerzas de fricción que surgen entre el material y la superficie de

los cilindros. Al comienzo de la zona de trituración (posición 1-2, Figura. 2.2) la velocidad del movimiento del material es muy pequeña y se puede tomar igual a cero. Luego esta velocidad aumenta y, en cierto momento alcanza la velocidad circunferencial de los cilindros, y las partículas salen con esta velocidad de la zona de trituración.

Potencia requerida. En las trituradoras de cilindros la energía se gasta en la trituración del material, en vencer las fuerzas de fricción, debido a las cuales, la velocidad del movimiento del material hacia la salida alcanza la velocidad circunferencial de los cilindros, y en vencer las fuerzas de fricción en los cojinetes. Durante el cálculo se determina la energía consumida por cada uno de los gastos señalados y los resultados obtenidos se suman. Pero este cálculo es necesario sólo en el caso en que el proceso de trituración se realiza a altas velocidades de los cilindros, sin tener en cuenta el consumo específico elevado de energía y el desgaste del metal.

La experiencia de la explotación de las trituradoras de rodillos lisos demuestra que el trabajo de las mismas depende fundamentalmente de las condiciones de alimentación del material a triturar. Si la alimentación no es uniforme en tiempo, y la materia prima se da en porciones, entonces la boca de la trituradora o se llena con materia prima o se queda libre de material. Cuando la boca de la trituradora se encuentra obstruida, los cilindros aprietan una cantidad mayor de materia prima y se separan más de lo previsto por el proceso, la abertura de salida aumenta, a consecuencia de lo cual en los productos de la trituración aumenta el contenido de la fracción gruesa.

Ancho de los rodillos:

$$B = \frac{G}{188.4 * \mu * \gamma_a * d_f * n} * m = \frac{1}{188.4 * (0.2) * (1.2) * (0.0004) * (251)} * 3 \quad (2.1)$$

$$B = 0.22m = 22cm$$

Donde:

G-(Productividad) = 1 t/h

γ_a - (peso específico) = 1.2 T /m³

B- (Ancho de los cilindros)

n – (velocidad de giro de los cilindros) = 251 rpm

Fuerza que actúe sobre los cilindros.

$$P = \frac{\sigma r^2}{E(di - df)} = \frac{(290)^2 \cdot (0,3)}{5 \times 10^3 \cdot (0,0016)} = 1051,2N$$

(2.2)

$$v = w \cdot R = 251 \cdot \frac{75}{60000} = 0,3m/seg$$

$$n = 10 \sqrt{\frac{\sigma r^2 \cdot f \cdot \alpha}{E \cdot \gamma \cdot De \cdot (di - df)}} = 10 \sqrt{\frac{(290)^2 \cdot (0,58) \cdot (0,52)}{15 \times 10^3 \cdot (1,2 \times 10^{-3}) \cdot (15) \cdot (0,16)}} = 251 rev/min \quad (2.3)$$

Donde:

E-(Módulo de elasticidad) = 15*10³

di- (Diámetro inicial del material) = 2 mm

df- (Grosor final del material a triturar) = 0,4mm.

σ –(límite de resistencia a la compresión) = 290 Kg/cm²

De-(Diámetro de los cilindros).= 150 mm

i (Grado de trituración) = 5.

Momento torsor:

$$M_t = \frac{9550 \cdot N}{n} = 0,075 \cdot P = 0,075 \cdot (1051,2) = 78,8 Nm \quad (2.4)$$

Donde:

N – (Potencia de trabajo)

Potencia requerida.

$$N = \frac{M_t \cdot n}{9550} = \frac{78,8 \cdot (251)}{9550} = 2kW \quad (2.5)$$

2.1.1-Cálculo de transmisión por correas

El motor eléctrico moverá el molino a partir de una transmisión por correa, los datos necesarios para dicha transmisión se muestran en la tabla 2.1

Tabla 2.1 Datos de la transmisión deseada

n_{mat} r.p.m.	V. m/s	D_{tm} .mm	N .kW
251	0.3	150	3

Determinación de la velocidad lineal de la correa

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60000} = 0.3 \text{ m/s} \quad (2.6)$$

Donde:

D- (Diámetro de la polea menor) – mm

n- (velocidad de giro de la polea menor) – r.p.m.

$$n = \frac{V \cdot 60000}{\pi \cdot D} = \frac{0.3 \cdot 60000}{3.14 \cdot 150} = 114.6rpm \quad (2.7)$$

Cálculo de la relación de transmisión total.

$$U_t = \frac{n_{mat}}{n_{tam}} = \frac{814}{509} = 2.19 \quad (2.8)$$

Normalizando $U_t = 2$

Cálculo de transmisión por correas trapezoidales.

Cálculo del torque en el árbol de la polea menor

$$T_1 = \frac{9550 * N_1}{n_{mat}} = \frac{9550 * 3}{251} = 114.14 N.m \quad (2.9)$$

Selección del tipo de correa (sección) y lo parámetros generales de la misma

En la tabla 3.1 del Anexo A. Se entran con $T_1 = 120 N.m$

Datos de la correa: Sección *B*

- $h = 13.5 mm$ (Altura de la sección de la correa)
- $A_s = 230 mm$ (Área de la sección de la correa)
- $L_{max} = 10600 mm$ (Longitud máxima de la correa)
- $L_{min} = 1800 mm$ (Longitud mínima de la correa)
- $T_{min} = 120 N.m$ (Torque mínimo recomendado para la correa)
- $T_{max} = 600 N.m$ (Torque máxima recomendado para la correa)
- $D_{1min} = 200 mm$ (Diámetro mínimo de la polea)
- $Q_m = 0.3 kg/m$ (Coeficiente de masa de la correa)
- $V_{max} = 30 m/s$ (Velocidad máxima recomendado para la correa)
- $L_0 = 3750 mm$ (Longitud base de la correa)

Determinación de los diámetros de las poleas.

Determinación del diámetro de la polea menor

$$D_{1min} = 200 mm$$

$$D_{1max} = \frac{V_{max} * 60000}{\pi * n_{mat}} = \frac{25 * 60000}{3.14 * 251} = 2283.85 mm \quad (2.10)$$

Para la selección del D_1 escogemos un recomendado entre D_{1min} y D_{1max} según la norma GOST17383-73

El valor normado es $D_1 = 1000 mm$

Cálculo y normado del diámetro de la polea mayor

$$D_2 = D_1 * U_c(1 - S) \tag{2.11}$$

$$S = 0.02$$

$$U_c = 2 \text{ (Relación de transmisión)}$$

$$D_2 = 1000 * 2 * (1 - 0.02) = 1960mm$$

$$D_2 = 2000mm \text{ Normado según GOST 17383-73}$$

Cálculo de la distancia entre centro.

$$A_{min} = 0.55 * (D_1 + D_2) + h = 0.55 * (1000 + 2000) + 13.5 = 1663.5m \tag{2.12}$$

$$A_{max} = 2 * (D_1 + D_2) = 2 * (1000 + 2000) = 6000mm \tag{2.13}$$

Se cumple que $A_{min} < A_{max}$

Se escoge el valor intermedio de $A = 3800mm$

Cálculo y comprobación del ángulo de contacto de la correa en la polea menor.

$$\alpha = 180 - 157 \frac{(D_2 - D_1)}{A} = 180 - 57 * \frac{(2000 - 1000)}{3800} = 165.5^\circ \tag{2.14}$$

Se cumple que $\alpha \geq 110^\circ$

Cálculo y normado de la longitud de la correa:

$$L_p = 2 * A + \frac{\pi * (D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)}{4 * A} \tag{2.15}$$

$$L_p = 2 * 3800 + \frac{3.14 * (1000 + 2000)}{2} + \frac{(2000 - 1000)}{4 * 3800} = 9170.06mm$$

Se escoge el valor normalizado $L_{pnormalizado} = 8000mm$

Cumpliendo lo siguiente :

$$L_{min} < 1800mm < L_{max} = 10600mm$$

Cálculo y comprobación del número de correas por segundos

$$\gamma = \frac{V}{L_p} < 10s^{-1} = \frac{4}{6300} = 6.3 * 10^{-4}s^{-1} \tag{2.16}$$

Se cumple que $\gamma < 10s^{-1}$

Recálculo de la distancia entre centro y el ángulo de abrazado por la correa en la polea menor :

$$A = 0.25 * [(L_p - \Delta_1) + \sqrt{(L_p - \Delta_1)^2 - 8 * \Delta_2}] \quad (2.17)$$

Donde:

$$\Delta_1 = 0.5 * \pi * (D_1 + D_2) = 0.5 * 3.14 * (1000 + 2000) = 4710mm$$

$$\Delta_2 = 0.25 * (D_2 - D_1)^2 = 0.25 * (2000 - 1000)^2 = 250000mm$$

$$A = 0.25 * [(8000 - 4710) + \sqrt{(8000 - 4710)^2 - 8 * 250000}] = 1579.17mm$$

Se cumple que:

$$A = 1579.17mm < A_{max} = 6000mm$$

$$\alpha = 180 - 157 \frac{(D_2 - D_1)}{A} = 180 - 57 * \frac{(560 - 355)}{1579.17} = 143.9^\circ$$

Cálculo del coeficiente del ángulo de abrazado por la correa en la polea menor

$$C_\alpha = 1 - 0.003 * (180 - \alpha) = 1 - 0.003 * (180 - 143.9^\circ) = 0.89$$

En la tabla 3.2 del Anexo A .Se determina el coeficiente de régimen de trabajo +

Coeficiente de régimen de trabajo $C_p = 1$ (para carga tranquila)

Determinación del coeficiente de variación de la longitud de la correa con respecto a la longitud base

L_p –Se determina a través de las ecuaciones de la tabla 3.3 Anexo A

$$L_p = 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 4023 mm$$

$$\frac{L_p}{L_0} = \frac{4023}{3750} = 1,07$$

(2.18)

Con $\frac{L_p}{L_0} = 1.06 \approx 1$ Para sección normal, teniendo en la longitud de las correa tabla

3.4 Anexo A ($C_1 = 1$)

Determinación de la potencia base

Para la determinación de la potencia base es necesario tener en cuenta los parámetros de la tabla 3.5 del Anexo A en función de:

Diámetro de la polea menor

La velocidad periférica

La sección de la correa

$$V_{\text{periférica}} = \frac{\pi * n_{\text{tam}} * D}{60000} = \frac{3.14 * 251 * 150}{60000} = 1.97 \text{ m/s} \quad (2.19)$$

Como $V_{\text{periférica}} = 3$ En la tabla 3.5 del Anexo A , para la sección B se escoge

$$N_0 = 1.85 \text{ kW}$$

Determinación del coeficiente de corrección de la influencia de la flexión

$$\Delta_{P_u} = 10^{-5} * \Delta_{T_u} * n \quad (2.20)$$

$\Delta_{T_u} = 8$ (Factor de corrección del torque. En la tabla 3.6 del Anexo A para $U = 2$)

$$\Delta_{P_u} = 10^{-5} * 8 * 251 = 0.020 \text{ kW}$$

Determinación de la potencia admisible que puede transmitir un árbol.

$$[N] = (N_0 * C_L * C_\alpha + \Delta_{P_u}) * C_p = (1.85 * 1.10 * 0.89 + 0.020) * 1 = 1.83 \text{ kW} \quad (2.21)$$

Cálculo preliminar del número de correas.

$$Z^1 = \frac{N}{[N]} = \frac{3}{1.83} = 1.63 \approx 2 \text{ Correas} \quad (2.22)$$

Comprobando el número de correas.

$$Z = \frac{Z^1}{C_z} < 8 \quad (2.23)$$

Coeficiente de la cantidad de correas (C_z). tabla 3.7 del Anexo A

$$Z = \frac{2}{0.95} = 2 \text{ correas} < 8$$

Determinación de la fuerza de tensión inicial y la carga sobre el árbol.

$$F_0 = \frac{780 * N}{V * C_\alpha * C_p * Z} + Q_M * V^2 = \frac{780 * 3}{1.9 * 0.89 * 1 * 2} + 0.3 * (1.9)^2 = 692.98 \text{ N} \quad (2.24)$$

$$F_0 = 692.98 * 1,5\text{veces} = 1039.47N$$

Cálculo de la fuerza que actúa sobre el árbol.

$$F_R = 2 * F_0 * Z * \text{sen}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 2 * 1039.47 * 2 * \text{sen}\left(\frac{143.9}{2}\right) = 3953.25N \tag{2.25}$$

Cálculo de la longevidad de las correas.

Determinación de la densidad del material de la correa

$$\rho_m = 1250 \dots \dots \dots 1400, kg/m^2$$

Se toma $\rho_m = 1350 kg/m^2$

Cálculo de la tensión de flexión.

$$\sigma_F = E * \frac{h}{D_1} = 90 * \frac{13.5}{150} = 8.1Mpa \tag{2.26}$$

.Donde.

$$E = 80 \text{ a } 100 Mpa$$

Cálculo de la tensión centrífuga.

$$\sigma_V = 10^{-6} * \rho_m * V^2 = 10^{-6} * 1350 * (1.9)^2 = 0.0048Mpa \tag{2.27}$$

Cálculo de la tensión producida por el tensado inicial.

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A_S} = \frac{1039.47}{230} = 4.51Mpa \tag{2.28}$$

Cálculo de la tensión periférica.

$$\sigma_P = \frac{N * 1000}{2 * A_S * V * Z} = \frac{3 * 1000}{2 * 230 * 1.9 * 2} = 1.71Mpa \tag{2.29}$$

Cálculo de la tensión máxima en la correa.

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_0 + \sigma_v + \sigma_F = 1.71 + 4.51 + 7 * 0.0048 + 8.1 = 14.32Mpa \tag{2.30}$$

Determinación del coeficiente de tensión y flexión.

$$\left[\frac{\sigma_0 + \sigma_p + \sigma_v}{\sigma_F} \right] = \left[\frac{6.22}{8.1} \right] = 0.77 \approx 1$$

Con $\left[\frac{\sigma_0 + \sigma_p + \sigma_v}{\sigma_F} \right] = 1$ e $U_C = 2$ entra en la tabla 3.8 del Anexo A con $V_u = 1.93$

$$\sigma_{fat} = 9 \text{ Mpa (límite de fatiga)}$$

$$Z_w = 2 \text{ (número de poleas)}$$

$$M = 8 \text{ (exponente que depende del tipo de correa)}$$

$$T_h = \left(\frac{\sigma_{Fat}}{\sigma_{max}} \right)^8 * \frac{10^7 V_u}{3600 * \left(\frac{V}{L_p} \right) * 2} = \left(\frac{9}{14.32} \right)^8 * \frac{10^7 * 1.93}{3600 * \left(\frac{1.9}{8000} \right) * 2} = 274762.286 \text{ horas} \quad (2.31)$$

2.1.2 Cálculo de la transmisión por engranaje del molino.

A continuación se muestran los datos necesarios para el cálculo de la transmisión por engranaje

$$Z_1 - \text{(Número de dientes del piñón)} = 18$$

$$Z_2 - \text{(Número de dientes rueda conducida)} = Z_1 * U = 18 * 4 = 72$$

$$U - \text{(Relación de transmisión)} = 4$$

$$N - \text{(Potencia de salida)} = 2.76 \text{ kW}$$

$$b - \text{(ancho del diente)} = 56.25 \text{ mm}$$

$$\beta - \text{(ángulo de inclinación del diente)} = 12.84^\circ$$

$$m - \text{(módulo)} = 3$$

2.1.3 Cálculo de transmisión por engranaje a la fatiga superficial método GOST.

cálculo a picadura.

$$T_1 = \frac{9550 * N}{n} = \frac{9550 * 2.76}{542.6} = 48.57 \text{ N.mm}$$

Donde:

T_1 - (Torque a transmitir N.mm)

n- (revoluciones de entrada r.p.m.)

Determinación de la distancia entre centros.

$$A_w = \frac{m * (Z_1 + Z_2)}{2 * \cos \beta} = \frac{3 * (18 + 72)}{2 * \cos 12.84} = 138.6 \text{ mm} \quad (2.32)$$

Ecuación de Hertz

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E}{2\pi * (1 - \mu^2)} * \frac{q_n}{\rho}} \leq [\sigma_H] \quad (2.33)$$

Donde:

E= Módulo de elasticidad reducida [Mpa]

$$E = \frac{2 * E_1 * E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 * (2,1 * 10^5 * 2,1 * 10^5)}{2,1 * 10^5 + 2,1 * 10^5} = 2,1 * 10^5 \text{ Mpa} \quad (2.34)$$

$\mu = 0.3$ (Coeficiente de poisson)

Determinación del diámetro mínimo.

$$d_1 = \frac{Z_1 * m}{\cos\beta} = \frac{18 * 3}{\cos(12.84)} = 55.44 \text{ mm} \quad (2.35)$$

Determinación del radio de curvatura reducido.

$$\rho = \frac{U * d_1 * \text{sen}(\alpha)}{2 * (U + 1) * \cos(\beta)} = \frac{4 * 55.44 * \text{sen}20}{2 * (4 + 1) * \cos(12.84)} = 7.78 \text{ mm} \quad (2.36)$$

Cálculo de la carga normal distribuida.

$$q_n = \frac{F_t}{\cos\alpha * b * \varepsilon_\alpha * K_\varepsilon} * K_{H\alpha} * K_{H\beta} * K_{HV}, \text{ N/mm} \quad (2.37)$$

ε_α = Coeficiente de recubrimiento axial

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 * \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] * \cos\beta = \left[1.88 - 3,2 * \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{72} \right) \right] * \cos 12.84 = 1.66 \quad (2.38)$$

K_ε = Coeficiente de línea de contacto

$$K_\varepsilon = \frac{3}{4 * \varepsilon_\alpha - \varepsilon^2} = \frac{3}{4 * 1,66 - 1,66^2} = 0.77 \quad (2.39)$$

K_{HV} = Coeficiente de carga dinámica al contacto

$$V = \frac{\pi * d * n}{60000} = \frac{3.14 * 55.44 * \frac{814}{1.5}}{60000} = 1.57 \text{ m/s} \quad (2.40)$$

En la tabla 3.1 del Anexo B. Con precisión de elaboración 8 y dureza > 350HB

$$K_{HV} = \frac{1.06}{1.01} = 1.04 \quad (2.41)$$

$K_{H\beta}$ = Coeficiente de concentración de la carga

$$\varphi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{56.25}{55.44} = 1.01 \quad (2.42)$$

En la figura 3.1 del Anexo B. Con curva 6 y para la que $\varphi_{bd} = 1.01 \Rightarrow K_{H\beta} = 1.13$

$K_{H\alpha}$ = Coeficiente de régimen de trabajo figura 3.2 Anexo B

$$K_{H\alpha} = 1$$

F_t = Fuerza tangencial

$$F_t = \frac{1000 * N}{V} = \frac{1000 * 2.76}{1.9} = 1452.63N \quad (2.43)$$

$$q_n = \frac{1452.63}{\cos 20 * 56.25 * 1.66 * 0.77} * 1 * 1.13 * 1.04 = 25.26N.m \quad (2.44)$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2.1 * 10^5}{2 * 3.14 * (1 - 0.3^2)} * \frac{25.26}{7.78}} = 345.36Mpa \quad (2.45)$$

Determinación de la tensión admisible a fatiga.

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{s_H} * K_{HL} * Z_R * Z_V * K_L * K_{XH} \text{ (Mpa)} \quad (2.46)$$

σ_{Hlim} = Límite de fatiga por contacto

Para temple superficial: $\sigma_{Hlim} = 17 * H_{HRC} + 200 = 965$

s_H = Coeficiente de seguridad $s_H = 1.2$ Para ruedas con endurecimiento superficial

K_{HL} = Coeficiente de longevidad a tensión de contacto $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} = 1$

Z_R = Coeficiente que considera la rugosidad superficial

Con grado de precisión 8 $\Rightarrow Z_R = 1$

Z_V = Coeficiente que tiene en cuenta la velocidad periférica

En la figura 3.3 del Anexo B, se toma en consideración la velocidad periférica y la curva de $H > HB=350$

$$Z_V = 1$$

K_L = Coeficiente que toma en cuenta la lubricación $K_L = 1$

K_{XH} = Coeficiente que tiene en cuenta el tamaño de rueda $K_{XH=1}$

$$[\sigma_H] = \frac{965}{1.2} * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 = 804.16 \text{ Mpa}$$

Se cumple que $\sigma_H = 345.36 \text{ Mpa} < [\sigma_H] = 804.16 \text{ Mpa}$

Determinación de la distancia entre centro mínimo para evitar la falla de la transmisión a la fatiga superficial.

$$A = K_\alpha * (U + 1) * \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} * T_2}{\varphi_{b\alpha} * U^2 * [\sigma_H^I]^2}} \quad (2.47)$$

K_α = Coeficiente empírico

Para ruedas dentadas de dientes helicoidales y bihelicoidales $K_\alpha = 43$

$\varphi_{b\alpha}$ = Coeficiente de anchura relativa.

En la tabla 3.2 del Anexo B $\varphi_{b\alpha} = 0.4$

$[\sigma_H^I]$ = Tensión admisible al contacto preliminar

$$[\sigma_H^I] = \frac{\sigma_{Hlim} * K_{HL}}{S_H} = \frac{965 * 1}{1.2} = 804.16 \text{ Mpa} \quad (2.48)$$

T_2 = Torque a la salida

$$T_2 = T_1 * U = 114.14 * 4 = 456.56 \text{ Nm}$$

$$A = 43 * (4 + 1) * \sqrt[3]{\frac{1.13 * 456.56 * 1000}{0.4 * 4^2 * (804.16)^2}} = 140 \text{ mm}$$

Determinación del ancho de la rueda.

$$b = \varphi_{b\alpha} * A = 0.4 * 140 = 56 \text{ mm}$$

Determinación del ángulo de inclinación mínimo.

$$\beta_{min} = \text{sen}^{-1} * \left(\frac{3.7 * m_n}{b} \right) \tag{2.49}$$

m_n = Módulo de forma preliminar

$m_n = (0.016 \text{ a } 0.0315) * A$ Para engranajes con sin tratamiento térmico

Se selecciona $m_n = 0.020 * A = 0.020 * 140 = 2.8$

$$\beta_{min} = \text{sen}^{-1} * \left(\frac{3.7 * 2.8}{56} \right) = 10.66^\circ$$

Determinación del número de dientes sumario.

$$Z_{sum} = \frac{2 * A * \cos(\beta)}{m_n} = \frac{2 * 140 * \cos(12.84)}{3} = 91 \tag{2.50}$$

$$Z_1 = \frac{Z_{sum}}{U + 1} = \frac{91}{5} = 18 \tag{2.51}$$

$$Z_2 = Z_{sum} - Z_1 = 91 - 18 = 72 \tag{2.52}$$

$$Z_{min} = 17 * \cos^3(\beta) = 17 * \cos^3(12.84) = 17 \tag{2.53}$$

Determinación de ángulo de inclinación del diente.

$$\beta = \cos^{-1} \left[\frac{m * Z_{sum}}{2 * A} \right] = \cos^{-1} * \left[\frac{3 * 91}{2 * 140} \right] = 12.84^\circ \tag{2.54}$$

Determinación de los diámetros.

$$d_1 = \frac{Z_1 * m_n}{\cos(\beta)} = \frac{18 * 3}{0.974} = 55.44mm \tag{2.55}$$

$$d_2 = 2 * A - d_1 = 2 * 140 - 55.44 = 224.56mm$$

Cálculo y comprobación del esfuerzo de flexión Método de GOST.

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} * Y_\beta * \frac{F_T}{b * m} * K_{F\alpha} * K_{F\varepsilon} * K_{FV} < [\sigma_F] \tag{2.56}$$

Y_F = Coeficiente de forma del diente figura 3.4 Anexo B

$$Z_V = \frac{Z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{18}{\cos^3(12.84)} = 18 \tag{2.58}$$

Con $Z_1 = 18 \Rightarrow Y_{F1} = 4.2$

Y_β = Coeficiente de inclinación de los dientes

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{12.84}{140} = 0.90 \quad (2.59)$$

$$\frac{F_T}{b * m} = \frac{1452.62N}{56.25 * 3} = 8.6$$

$K_{F\alpha}$ = Coeficiente de régimen de carga a la flexión

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) * (n - 5)}{4 * \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1.66 - 1) * (8 - 5)}{4 * 1.66} = 0.90 \quad (2.60)$$

$K_{F\beta}$ = Coeficiente de distribución de carga

$$\varphi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{56.25}{55.44} = 1.01 \quad \text{o} \quad \varphi_{bd} = 0.5 * \varphi_{b\alpha} * (U + 1) = 0.5 * 0.4 * 5 = 1 \quad (2.61)$$

En la figura 3.5 Anexo B con curva 6 y $\varphi_{bd} = 1 \Rightarrow K_{F\beta} = 1.25$

K_{FV} = Coeficiente de carga dinámica

Con $V = 1.9m/s$.

$$K_{FV} = \frac{1.05}{1.02} = 1.04$$

$$\sigma_{F1} = 4.2 * 0.90 * 8.6 * 0.9 * 1.25 * 1.04 = 38.03 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_F] = \frac{1.4 * \sigma_{rot}}{n'} * K_r \quad (2.62)$$

σ_{rot} = Límite de rotura del material

$$\sigma_{rot} = \frac{50kgf}{mm^2} = 500 \text{ Mpa}$$

n' = Coeficiente de seguridad $n' = 2.5$ para rueda de acero colado, forjado o laminado con temple superficial o cementación

K_r = Coeficiente de concentración de tensiones en la base de diente

$$K_r = 1.2$$

$$[\sigma_F] = \frac{1.4 * 500}{2.5} * 1.2 = 336 \text{ Mpa}$$

Se cumple que $\sigma_{F1} = 38.03 \text{ Mpa} < [\sigma_F] = 336 \text{ Mpa}$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} * \frac{Y_2}{Y_1} \tag{2.63}$$

$$Z_V = \frac{Z_2}{\cos^3(\beta)} = \frac{72}{\cos^3(12,84)} = 72$$

Con $Z_2 \Rightarrow Y_{F2} = 3.6$

$$\sigma_{F2} = 38.03 * \frac{3.6}{4.2} = 32.59 \text{ Mpa}$$

Se cumple que $\sigma_{F2} = 32.59 \text{ Mpa} < [\sigma_f] = 336 \text{ Mpa}$

2.1.3 Cálculos y diseño de los árboles de los cilindros :

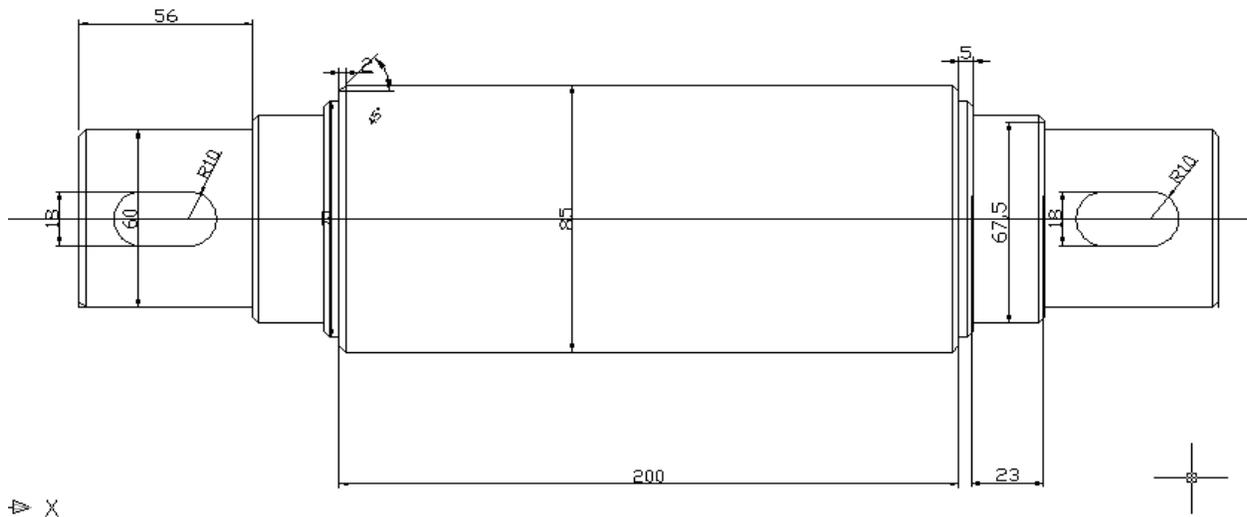


Figura 2.3 Croquis del árbol que soporta los cilindros

Determinación de las fuerzas y reacciones que actúan sobre el árbol.

$$P = \frac{2M_t}{d} = 724,16 \text{ N} \tag{2.64}$$

$$P_r = P \cdot \tan \alpha = 724,16 \cdot \tan 20 = 260,7 \text{ N} \tag{2.65}$$

$$Mf_{pa} = P_a \cdot \frac{d_1}{2} = 35550 \text{ N} \tag{2.66}$$

Árbol: 1

$$\sum F_v = P_r + R_A - q \cdot l + R_B + P_r$$

$$R_A = -2P_r - R_B + q \cdot l$$

$$R_A = -2(260,7) - 264 + 5,25 \cdot (200) = 264,6 \text{ N}$$

$$\downarrow \sum M_A = 0$$

$$R_B = \frac{(260,7)(39,5) + (5,25)(200)(121,5) - (260,7)(282,5)}{243} = 264,7 \text{ N}$$

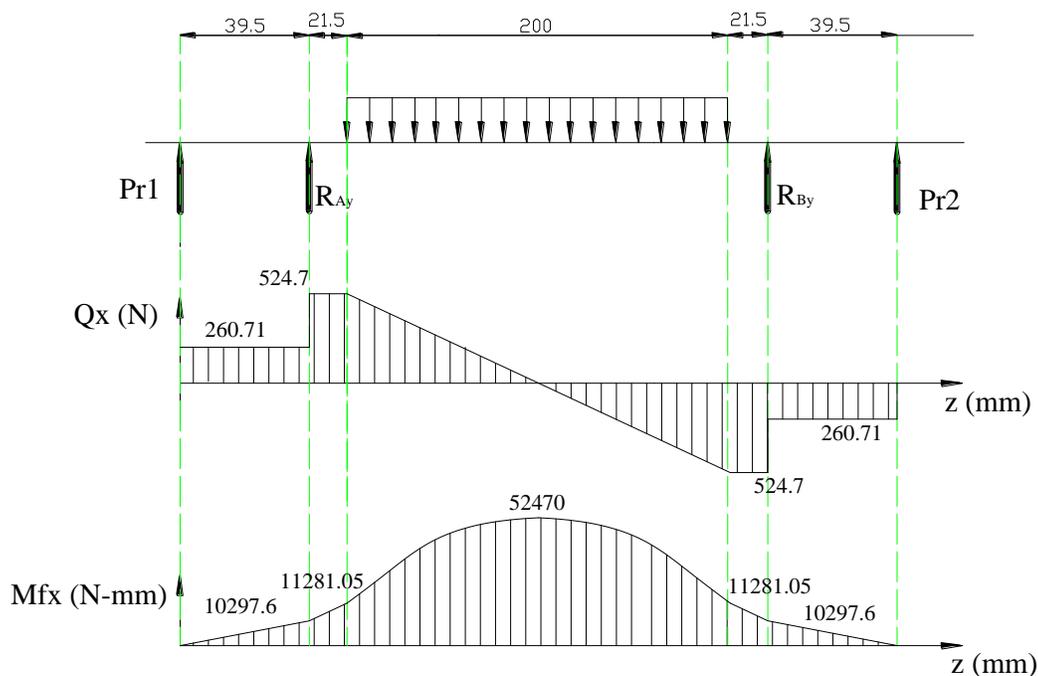


Figura 2.4 Diagramas de cortante y momento flector en el plano x-z

$$\sum F_y = 0$$

$$P_{t1} - R_A - R_B + P_{t2} = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$P_{t2}(39,5) + R_A(243) - P_{t1}(282,5) = 0$$

$$R_A = \frac{P_{t2}(282,5) - P_{t1}(39,5)}{243} = 788 \text{ N}$$

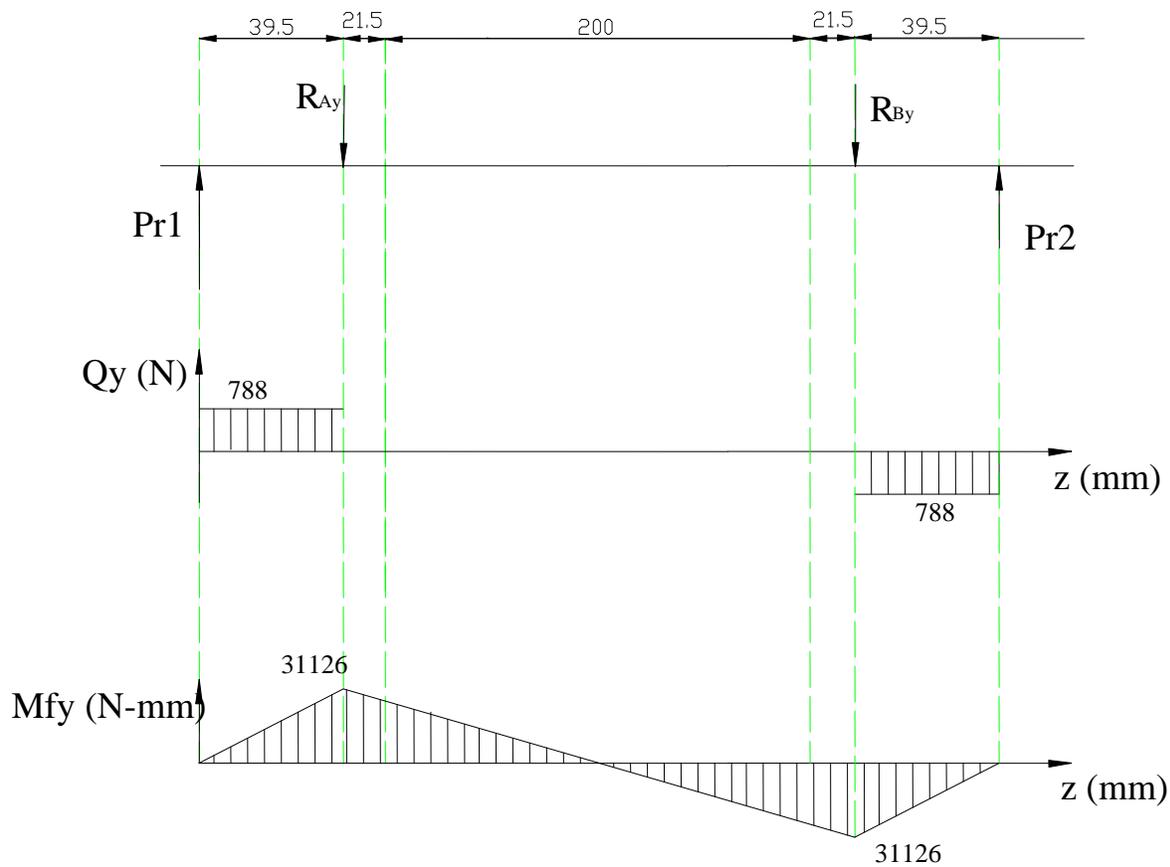


Figura 2.5 Diagramas de cortante y momento flector en el plano y-z

$$\sum F_y = 0$$

$$P_r + R_A - R_B = 0$$

$$R_A = R_B - P_r = 42,37 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B(243) - P_r(243 + 39,5) = 0$$

$$R_B = \frac{P_r(243 + 39,5)}{243} = 303,7 \text{ N}$$

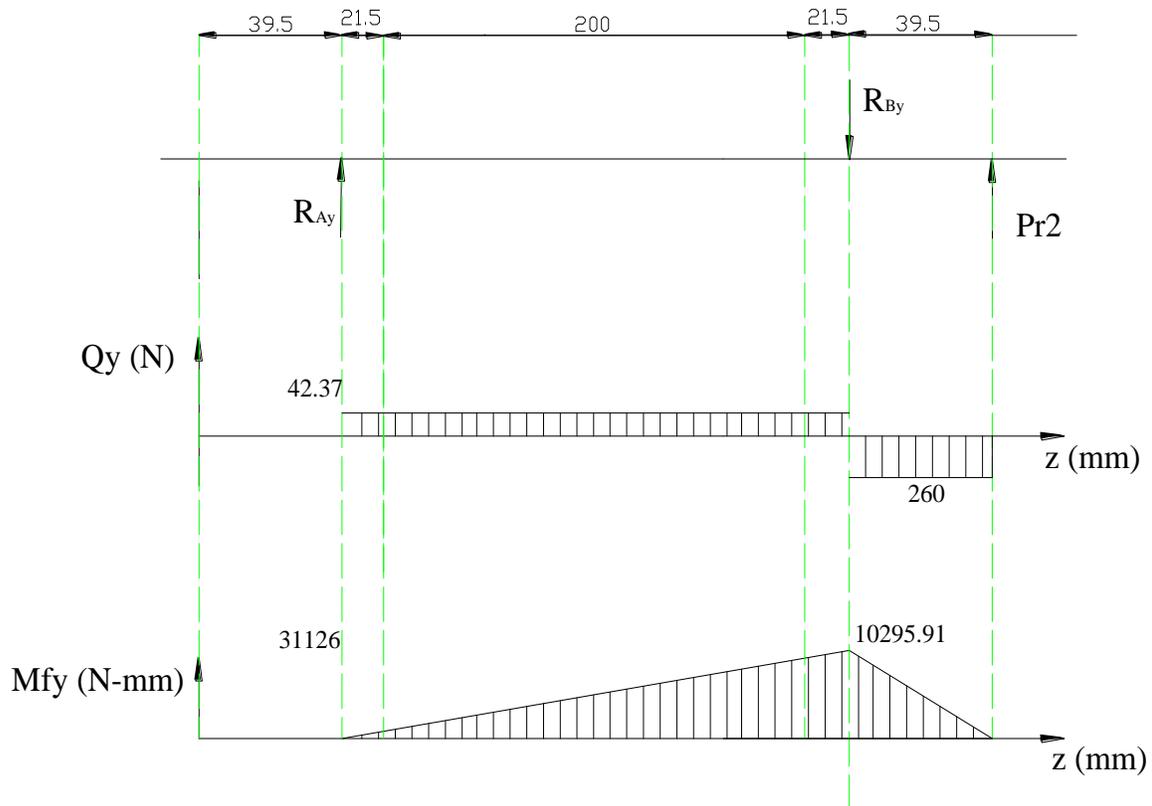


Figura 2.6 Diagramas de cortante y momento flector en el plano y-z

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - q \cdot l + R_B - P_R = 0$$

$$R_A = q \cdot l - R_B + P_r = 482,63 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$\sum M_A = P_R(282,5) + q(200)(121,5) - R_B(243)$$

$$R_B = \frac{260,7(282,5) + 5,25(200)(121,5)}{243} = 221,9 \text{ N}$$

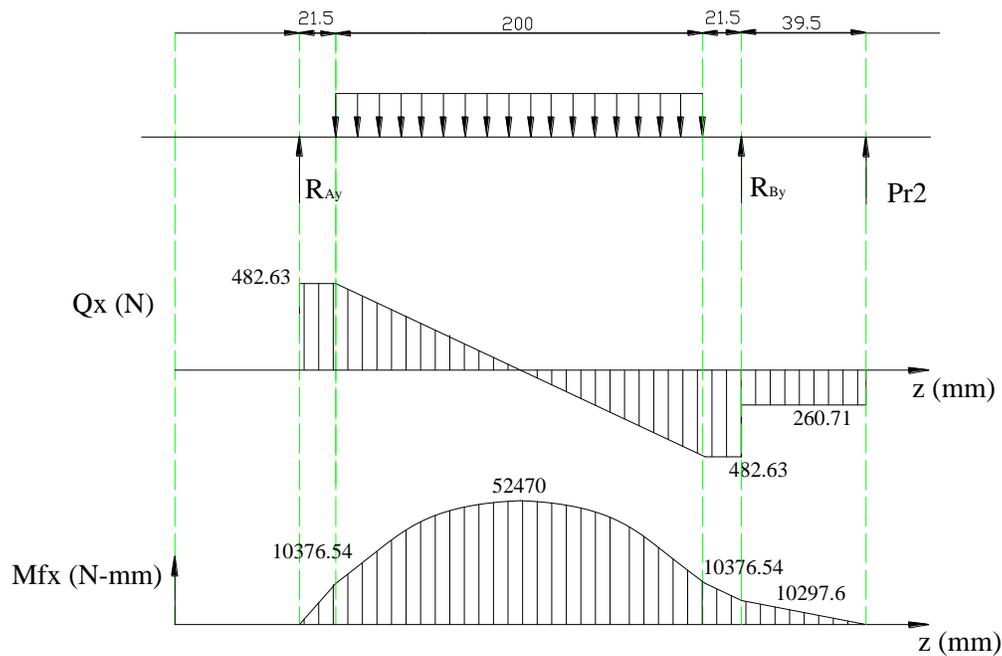


Figura 2.7 Diagramas de cortante y momento flector en el plano x-z

Cálculo del diámetro mínimo del árbol.

$$d_{min} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{Mf_r^2 + M_t^2}{[\sigma_t]\omega}}$$

Donde:

$$Mf_r^2 \text{ Momento flector resultante} = (10376.54)^2 \text{ N.mm}$$

$$M_t^2 \text{ Momento torsor} = (35550)^2 \text{ N.mm}$$

$$[\sigma_t]\omega = \frac{0,33 * \sigma_u}{3,8} \tag{2.67}$$

$$\sigma_u = 6000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$[\sigma_t]\omega = \frac{0,33 * 6000}{3,8} = \frac{521.05 \text{ Kg/cm}^2}{9,81} = 5111,5 \text{ N/cm}^2$$

$$d_{min} = 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{(404352)^2 + (35550)^2 \text{ N.mm}}{5111,5 \text{ N/cm}^2}} = 744,82 \text{ mm} \tag{2.68}$$

Según (Dorovolski, 1980) recomienda un incremento del 20 % del diámetro para disminuir la posibilidad de falla por fatiga.

$$d_{min} \uparrow 20\% = 893.78 \text{ mm}$$

Cálculo de comprobación a la fatiga de árbol.

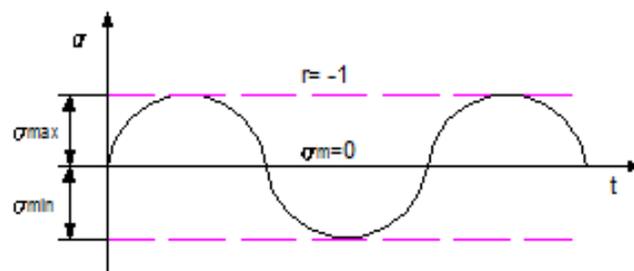


Figura 2.8 Ciclo simétrico:

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_f}{W_f} \quad (2.69)$$

$$\eta_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma * \sigma_a}{\varepsilon * \beta}} \quad (2.70)$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_u = 0,43 \times 6000 = 2580 \text{ Kgf/cm}^2 = 258 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3} = \frac{404352}{0,1 \cdot (70)} = 11,78 \text{ N/mm}$$

Según (V.I.Feodosiev, 1985)

ε = Factor de tamaño $\varepsilon = 0,58$

β = Factor de superficie = 0.8

$$\sigma_u = 60 \text{ Kgf/mm}$$

$K_{\sigma=}$ Factor de concentración de tensión según (Levy, 1983)

$$K_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0,45 \cdot (1,5 - 1) = 1,225 \quad (2.71)$$

$$\frac{D}{d} = 1,16$$

$$\frac{r}{d} = 0,3$$

$$\alpha_\sigma = 1,48$$

$$q_\sigma = 0,45$$

$$\eta_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma * \sigma_a}{\varepsilon * \beta}} = \frac{258}{\frac{1,225 \times 11,78}{0,56 \times 0,8}} = \frac{258}{32,21} = 8,01 \quad (2.72)$$

Cálculo del factor de seguridad para las tensiones tangenciales en el árbol.

Para las tensiones tangenciales está presente ambos, momento torso y el cortante, hay que calcular la razón de asimetría para saber en qué zona de fallo se encuentra, y entonces calcula el factor de seguridad. Torsión $r = 1$

$$\tau_f = 0,6 \cdot \sigma_f = 0,6 \cdot (3600) = \frac{2160 \text{ Kgf}}{\text{cm}^2} = 216 \text{ Kgf/mm}^2 \quad (2.73)$$

$$\tau_{Mt} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{0,2 * d^3} = \frac{35550}{2111,84} = 1,37 \text{ N/mm} \quad (2.75)$$

$$\eta_t = \frac{T_f}{T_{max}} = \frac{216}{1,37} = 157,65 \quad (2.76)$$

$$\eta = \frac{\eta_\sigma \cdot \eta_t}{\sqrt{\eta_\sigma^2 + \eta_t^2}} = \frac{806,24}{150,7} = 5,35 \quad (2.77)$$

Entonces el factor de seguridad $\eta = 5.35$, cuya valor siendo mayor que dos es aceptable para el diseño el árbol con las dimensiones dadas.

Cálculo de la chaveta prismática

$$d = 60\text{mm}$$

$$b_{bw2} = 56\text{mm} \rightarrow l_{cubo}$$

$$[\sigma_{apl}] = 1000 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$[\sigma_{apl}] = 100 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$[\tau_0] = 870 \text{ Kgf/cm}^2$$

Variante I

$$t = 5$$

$$t_1 = 4,5$$

$$K = 5$$

$$r = 0,3$$

Sección de las chavetas y chaveteros según $\Gamma OCT - 8788 - 58$ (Atlas de diseño de elemento de Máquinas, 1990)

$$\tau_0 = \frac{2M_t}{D \cdot b \cdot z \cdot [\sigma_0]} \leq [\sigma_0] \quad (2.78)$$

$$l_{chav} \geq \frac{2M_t}{D \cdot b \cdot z \cdot [\sigma_0]} 7,56\text{mm} \quad (2.79)$$

$$l_{chav_{req}} = l_{cubo} - 5\text{mm} = 55\text{mm} \quad (2.80)$$

Por lo tanto se puede utilizar para la longitud de la chaveta de 50mm que está normalizada según $\Gamma OCT - 8789 - 58$ (Atlas de diseño de elemento de Máquinas, 1990)

$$\sigma_{aplL} = \frac{2M_t}{D \cdot l \cdot \frac{h}{2} \cdot z} \leq [\sigma_{apl}] \quad (2.81)$$

$$\sigma_{aplL} = 13,20 \text{ N/mm}^2 \leq 100 \text{ N/mm}^2$$

2.1.4 Selección de los cojinetes del árbol.

$$\eta_1 = 251 \text{ rpm}$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

$$b = 23 \text{ mm}$$

$$L_h = 20000 \text{ h}$$

$$T = 100c$$

$$R_a = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{264,6^2 + 788^2} = 831,2 \text{ N} \quad (2.82)$$

$\alpha = 3$ para rodamientos de bolas.

Capacidad de carga preliminar.

$$C_{pre} = \sqrt{\frac{\alpha \cdot \eta \cdot 60 \cdot L_{hr}}{10^6}} \cdot R_a = \sqrt{\frac{3 \cdot 251 \cdot 60 \cdot 20000}{10^6}} \cdot 2939,62 = 3935,75 \text{ N} \quad (2.83)$$

Selección del cojinete según (Stankaimport, 1998)

Rodamiento de bolas radiales- axiales tipo 46000 serie ligera

$$C = 96000$$

$$d = 70 \text{ mm}$$

$$D = 125 \text{ mm}$$

$$C_0 = 5200 \text{ Kg}$$

$$[\eta] = 5000 \text{ rpm}$$

Determinación de la carga radial reducida.

$$Q = (X * K_a * R + y * A) * K_s * K_t \quad (2.84)$$

Según(D.Reshetov, 1985) coeficiente de cargas radial X y axial Y (D.Reshetov, 1985)

$$\frac{A}{C_0} = \frac{162,6}{5200} = 0,03 \rightarrow \text{Carga relativa} \quad (2.85)$$

$K_a = 1$ Porque gira aro interior

$$\frac{A}{K_a * R} = \frac{162,6}{1 * 948} = 0,17 \quad (2.86)$$

$$e = 0.22$$

Como:

$$e > \frac{A}{K_a * R}$$

$x = 1 ; y = 0$ Tabla 3.3 Anexo B

Según (D.Reshetov, 1985)

$K_s = (1 - 1,2)$ se toma $K_s = 1,1$

$K_t = 1$ Para temperatura menor de $100^0 C$

$$Q = (X * K_a * R + y * A) * K_s * K_t = (1 * 1 * N) * 1,1 * 1 = 3395,26N \quad (2.87)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 * \eta} * \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha \quad (2.88)$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 * 251} * \left(\frac{96000}{1327,2}\right)^3 = 2478406,3 h$$

Como $L_{h\text{real}} = 20000 h \ll L_{h\text{req}} = 2478406,3 h$ se cumple que los cojinetes seleccionados se pueden usar con diámetro interior $\emptyset = 40 mm$

2.2- Metodología de cálculo para el diseño del transportador de tornillo sinfín.

La capacidad del conductor sinfín depende del diámetro del helicoide expresado en metros, el paso del filete(s) en metros, la velocidad (n) en rpm y la eficiencia de llenado de la sección transversal del helicoide.

La capacidad del transportador está determinada por la siguiente ecuación:

$$Q = 3600 * F * \gamma * v \left(\frac{kN}{h} \right) \quad (2.89)$$

El área de la sección de la vena de material que se mueve a lo largo de la artesa, se expresa:

$$F = \Psi * \frac{\pi * D^2}{4} * 4 \quad (m^2) \quad (2.90)$$

La velocidad de traslación de la carga será igual a:

$$V = \frac{s * n}{60} \quad (m/s) \quad (2.91)$$

Sustituyendo (2.90) y (2.91) en (2.89) obtenemos:

$$Q = v * \gamma = 60 \frac{\pi * D^2}{4} * s * n * \Psi * \gamma * c \quad (2.92)$$

Donde:

v = capacidad $(\frac{m^3}{h})$

γ = peso del granel $(\frac{KN}{m^3})$

c = factor que toma en cuenta la inclinación del conductor

La eficiencia de llenado ψ suele ser relativamente baja con el fin de evitar el “embotellamiento” en las zonas de las chumaceras intermedias. Los mayores valores se dan para la manipulación de materiales fluidos y no muy abrasivos como se muestran tabla 2.2

Tabla 2.2 Valores de los coeficientes ψ , A, W_0

Grupos de materiales	Ejemplo de materiales.	Coeficientes		
		ψ	A	W_0
Ligeros y no abrasivos	Polvo de carbón, granos, harinas, grafito en polvo, serrín, ceniza, etc.	0.4	65	1.2
Ligeros y poco abrasivos	Tiza, polvo de carbón, asbesto, turba, soda.	0.32	50	1.6
Pesados y poco abrasivos	Sal, carbón en pedazos, arcilla seca, arena de fundición.	0.25	45	2.5
Pesados y abrasivos	Cemento, sales, arena, arcilla húmeda, mineral triturado, escoria.	0.125	30	4.0

En conductores de sinfín inclinados con movimientos ascendentes de la carga, la eficiencia de llenado es mucho menor por lo que la capacidad del equipo disminuye con el aumento del ángulo de inclinación, en particular cuando en estos existen, chumaceras o cojinetes intermedios. Esto es tomado en cuenta por el factor (c) y su valor en función del ángulo β :

Tabla 2.3 Valores e del factor (C) en función del ángulo β

Ángulo de inclinación β	0°	5°	10°	15°	20°
Coeficiente (C)	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6

El número de revoluciones (n) del tornillo o helicoide se selecciona en función de la carga a transportar y del diámetro del conductor; disminuye con el aumento del peso volumétrico del material y con el diámetro del helicoide.

El máximo valor permisible de revoluciones del tornillo o helicoide se determina por la siguiente expresión:

$$\eta_{m\acute{a}x} = \frac{A}{\sqrt{D}} = (\text{rev}/\text{min}) \quad (2.93)$$

Donde:

A = Coeficiente que toma en cuenta las características del material tabla 2.2

D = diámetro exterior del helicoide (en metros)

El diámetro (D) se obtiene por la ecuación (4) empleando un valor aproximado de η y se lleva a las dimensiones normadas para CCT 2037_ 61

Tabla2.4 Dimensiones normadas para diámetro exterior del helicoide

D (m)	0.1	0.125	0.16	0.2	0.25	0.32	0.4	0.5	0.65	0.8
-------	-----	-------	------	-----	------	------	-----	-----	------	-----

El diámetro (D) se comprueba con el valor de la partícula más representativa; por la expresión

$$D \geq (10 - 12) a \quad \text{y} \quad D \leq (4 - 6) a_{m\acute{a}x} \quad (2.94)$$

Donde:

a = dimensión de las partículas clasificadas como homogéneas, de material a granel.

$a_{m\acute{a}x}$ = dimensión de los pedazos mayores clasificados como no homogéneas del material a granel.

2.2.1- Cálculos de resistencia en el transportador de tornillo sinfín.

La resistencia total del movimiento en un transportador de sinfín se compone de; fricción del material contra el canal; fricción del material contra la superficie del

helicoides, fricción en los cojinetes intermedios, terminal y de empuje axial; así como el trabajo de elevación de las cargas en el conductor si es inclinado la magnitud de estas resistencias, si se conoce los coeficientes de fricción correspondientes, pueden determinarse mediante el cálculo. Sin embargo, en el movimiento del conductor surgen otras resistencias complementarias muy difíciles de calcular, como son:

- a-) Resistencia debido al “embotellamiento” del material en los cojinetes intermedios.
- b-) Resistencia debido a la introducción de partículas de material entre el borde del helicoides y el fondo de la artesa, formando una costra entre las paredes de ésta.
- c-) Resistencia debido al amasado y mezclado del material.

Por ello, para la determinación de la potencia del motor necesaria, resulta más cómodo emplear un coeficiente, o factor de resistencia W_0 , obtenido experimentalmente, con el que se puede determinar la potencia. con la ecuación (2.95)

$$N = N_{efec} + N_{fricc} = \frac{Q \cdot H}{3600} + \frac{Q \cdot L \cdot W_0}{3600} \quad (Kw) \quad (2.95)$$

$$N_0 = N \cdot \eta \cdot \frac{Q}{3600} (L \cdot W_0 \pm H) = \frac{Q \cdot L}{3600} (W_0 \pm \text{sen}\beta) \quad (Kw) \quad (2.96)$$

El valor de W_0 se da en la tabla 2.2 y depende del tipo de material. El signo de (-) corresponde a los conductores inclinados con descenso de la carga.

El momento o torque necesario para, vencer las resistencias; el cual actúa sobre el eje será:

$$M_0 = \frac{1 \cdot D \cdot 20}{W} N_0 = \frac{1020 \cdot 60 \cdot N_0}{2\pi \cdot n} = \frac{9750 \cdot N_0}{n} \quad (N \cdot m) \quad (2.97)$$

Donde:

N_0 = potencia (Kw)

W = velocidad angular

n = # de rpm

La fuerza máxima (P) que actúa a lo largo del helicoides, se calcula de la misma forma que la unión tornillo tuerca.

En el desarrollo del helicoides que tiene igual a un paso (S), por el cual se mueve una porción de material, mediante la acción de la fuerza (H), con una velocidad (V) ,se calcula como:

$$f = t_g * \varphi \quad (2.98)$$

φ =Ángulo de fricción reducido del material contra la superficie del helicoides.

Por tanto:

$$H = P \frac{\text{sen } \alpha + t_g \varphi * \text{cos } \alpha}{\text{cos } \alpha - t_g \varphi * \text{sen } \alpha} = P * t_g(\varphi * \alpha) \quad (2.99)$$

Y como el momento necesario para vencer la resistencia es:

$$M_0 = H * r = P * r * t_g(\varphi + \alpha) \quad (2.100)$$

Se obtiene el valor de la fuerza axial (P)

$$P = \frac{M_0}{r * t_g(\varphi + \alpha)} \text{ (N)} \quad (2.101)$$

Donde:

r- radio al punto donde la fuerza (P) es aplicada (m)

$$r \approx (0,7 - 0,8) \frac{D}{2}$$

α =Ángulo de inclinación de la hélice relativa al eje del tornillo, en el punto

$$r * \alpha = 17^0,40 \text{ para } S = D \text{ y } \alpha = 14^0 \text{ para } S = 0,8 * D$$

Otra forma aproximada de determinar (P) es de la expresión:

$$P = q(L * f \text{ +/- } H) \text{ (N)} \quad (2.102)$$

Donde:

q = peso unitario de la carga($\frac{N}{m}$)

L = longitud del recorrido del material (m)

f = coeficiente entre el material y el canal

El eje del helicoides puede considerarse para el cálculo como eje partido en diferentes tramos y simplemente apoyado con una distancia entre chumaceras intermedias igual a "L" y sometidas a un estado tensional compuesto por un torque o momento torsor M_0 , una carga axial a tracción (P), un momento flector distribuido a lo largo del tramo "L" igual a $(M = P * r)$ y un flector distribuido debido al peso propio del helicoides.

Los conductores con helicoides del tipo cintar, paleta y de estrella, comparados con el de superficie continua, tienen menos capacidad, con el resto de los parámetros iguales y con un mayor consumo de energía debido al intenso amasado del material.

Cálculo realizado para el diseño de transportador de tornillo sinfín

Área de relleno de canalón (m²)

$$S = \Psi * \frac{\pi * D^2}{4} = 0,25 * \frac{\pi * 0,5^2}{4} = 0,049 \text{ m}^2 \quad (2.103)$$

Velocidad de desplazamiento del transportador (m/s)

$$V = \frac{s * n}{60} \text{ (m/s)} = \frac{0,5 * 52}{60} = 0,435 \text{ m/s}$$

Determinación del flujo de material :

$$Q = v * y = 60 * \frac{\pi * D^2}{4} * s * n * \Psi * \gamma * c = 1 \text{ t/h}$$

El máximo valor permisible de revoluciones del tornillo o helicoides

$$\eta_{max} = \frac{A}{\sqrt{D}} = \frac{45}{\sqrt{0,50}} = 63,640 \text{ (rev/min)}$$

Cálculos de resistencia del tornillo sinfín.

$$N = N_{efec} + N_{fricc} = \frac{Q * H}{3600} + \frac{Q * L * W_0}{3600} = \frac{1 * 2}{3600} + \frac{1 * 4 * 2,5}{3600} = 0,003 \text{ Kw}$$

Potencia de accionamiento:

$$P = P_H + P_N$$

P_H es la potencia necesaria para el desplazamiento horizontal del material

P_N es la potencia para el accionamiento del tornillo en vacío

Desplazamiento del material:

$$P_H(\text{Kw}) = C_0 * QL/367 = 2,5 * (1 * 4/367) = 0,027 \text{ Kw} \quad (2.104)$$

Accionamiento del tornillo en vacio

$$P_N = \frac{DL}{20} = 0,5 * 4/20 = 0,1 Kw \quad (2.105)$$

Potencial total necesaria

$$P = P_H + P_N = 0,1 + 0,027 = 0,127Kw$$

El momento o torque necesario para, vencer las resistencias; el cual actúa sobre el eje será:

$$M_0 = \frac{1 * D * 20}{W} N_0 = \frac{1020 * 60 * N_0}{2\pi * n} = \frac{9750 * N_0}{n} = \frac{9750 * 0,127}{52} = 23,81 (N * m)$$

Fuerza axial (P)

$$P = \frac{M_0}{r * tg(\varphi + \alpha)} = \frac{23,81}{0,188 * tg(15 + 40)} = 88,681 (N)$$

$$r \approx (0,7 - 0,8) \frac{D}{2} = \{(0,75) * (0,5/2)\} = 0,188m$$

$$f = tg * \varphi \quad tg * 15 = 0,268$$

Momento flector distribuido a lo largo del tramo

$$M = P * r = 88,681 * 0,188 = 16,672$$

Diámetro de la tambora:

Recomendación es del coeficiente λ .

Según (Oriol Guerra, 1988)

Siguiendo las recomendación del tipo de descarga se escoge un valor $\lambda = 1,2$ coeficiente que define el carácter de la descarga y relación entre D_t y $v=0,435$ m/s.

$$D_t = 0,245 * V^2 = 0,046m \approx 46mm$$

Número de revoluciones de la tambora motriz:

$$N = \frac{60 * v}{\pi * D_t} = \frac{60 * 0,435}{3,14 * 0,046} = 180,60 \text{ rev/min}$$

Se selecciona del motor reductor:

Tipo: AO2-31-6

$$N_n = 0,9 Kw$$

$$n = 950 \text{ r/m}$$

$$M_{arr} = 1,3N - m$$

$$GD^2 \equiv 0,4N - m$$

Selección del reductor.

$$i_R = \frac{n_{motor}}{n_t} \tag{2.106}$$

Donde:

$$n_{motor} = 950 \text{ r/m}$$

$$n_{tambora} = 180,60 \text{ r/m}$$

$$i_R = \frac{950}{180,60} = 5,260$$

Con: $N_g = 0,9 \text{ Kw}$, $i_R = 5,260$

En el reductor de un sólo paso con las siguientes características:

Tipo:

$$RST - 300$$

$$N_r = 17 \text{ kW}$$

$$i = 5.6$$

$$N_{max} = 750 \text{ rev/min}$$

Comprobación.

$$\% \Delta_i = \left| \frac{i_R - i}{i_R} \right| * 100 = \left| \frac{5,260 - 5,6}{5,260} \right| = 2,232 < 6 \text{ por lo que se puede comprobar que :}$$

$N_r \geq N_g$; $2,8 \geq 0,9$: Se cumple la condición.

Factor de arranque

$$K_a = \frac{M_{arr}}{M_{nom}} = 1,3 \tag{2.107}$$

En las figuras 2.9, 2.10, 2.11 se muestran esquemas generales del tornillo, el cuerpo y partes del transportador.

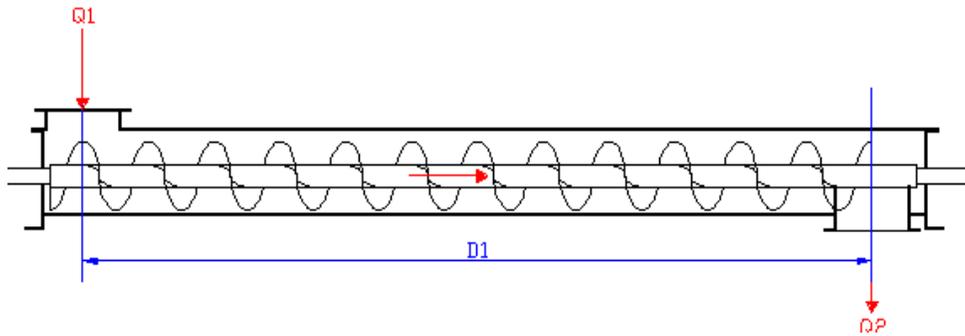


Figura 2.9 Esquema general de un transportador sinfín

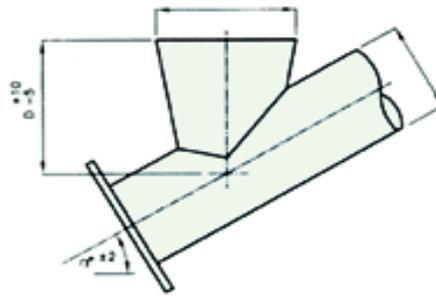


Figura 2.10 Vista del tubo de carga del transportador

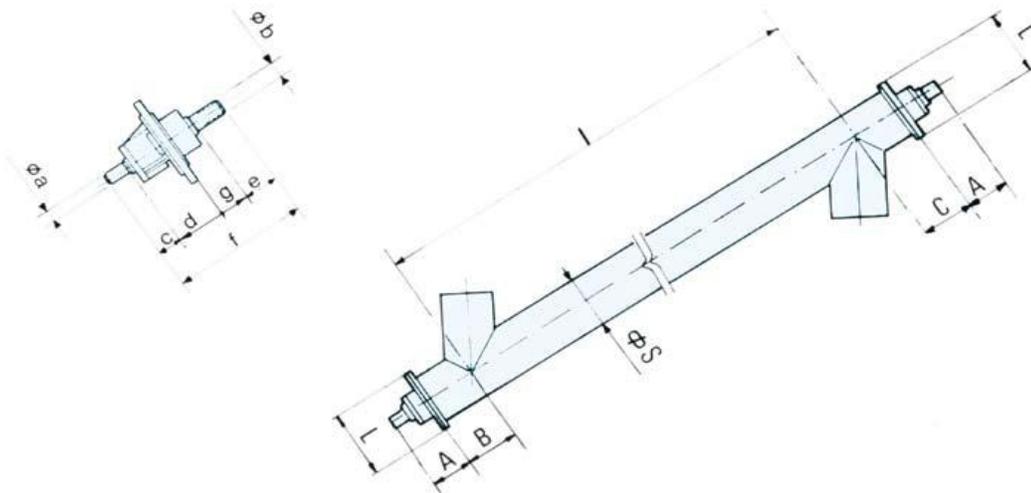


Figura 2.11 Vista general del cuerpo del transportador

2.3-Diseño de la báscula dosificadora:

La báscula que se diseñará es del tipo pivotante como se muestra en la figura 2.12

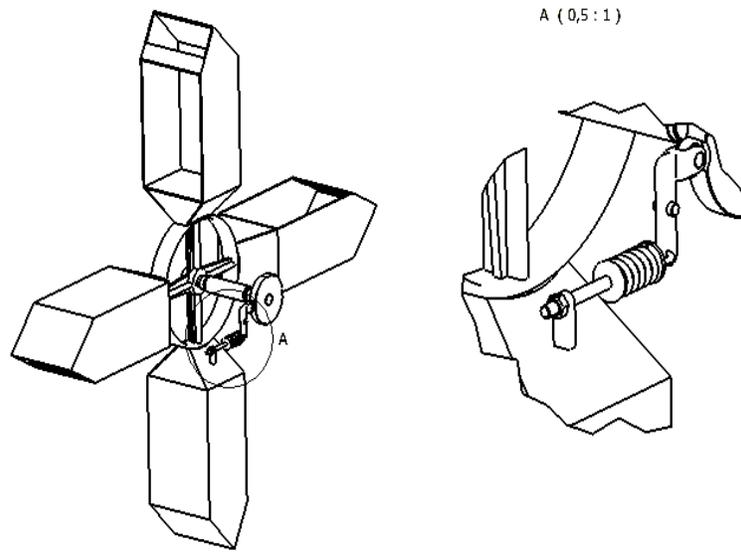


Figura 2.12 Báscula dosificadora pivotante

Para realizar los cálculos necesarios primeramente se determinará el volumen de sal requerido en cada pesada

Cálculo de volumen de sal.

$$P = \delta * V_s \quad (2.108)$$

$$V_s = \frac{P}{\delta} = \frac{20kg}{1200 \frac{kg}{mm^2}} = 0.016m^3 V_s = 0.016m^3 \quad (2.109)$$

V_s = Volumen de la sal

Determinación de volumen del prisma.

$$V_s = A_b * h$$

Donde:

$$A_b = a * b$$

Entonces: $V_s = a^3$

Determinación de las dimensiones de la báscula.

$$0.016m^3 = a^3$$

$$a = \sqrt[3]{0.016m^3} = 0.2519m^3 mm = 252mm$$

2.3.1 Cálculos de soldaduras de las chapas que conforman la báscula

Determinación de las características metalúrgicas del material base.

Material acero inoxidable GOST 08X18H10: AISI 304

Composición química:

0.11-0.17 %C, 0.15-0.40%Si, 0.30-0.60%Mn, 0.035%P, 0.035%S, 0.80-1.10%Cr, 0.20-0.30%Mo, 3.00-3.50%Ni.

Soldabilidad del material base

Según (D.L.Glizmanenko, 1975)

$$\sum \text{Elementos de aleacion.} = 0.08 + 0.8 + 2 + 0.35 + 0.02 + 18 + 10 + 0.2 + 0.3 + 0.5 \\ = 0.32$$

Determinar Temperatura de precalentamiento.

$$[C] = [C]_q (1 + 0,005 * S) = (0,88) * (1 + 0,005 * 0,05) = 0,88\%$$

$$[C]_q = C + \frac{Mn+Cr}{9} + \frac{Ni}{18} + \frac{7Mo}{90} = 0,08 + \frac{2+18}{9} + \frac{10}{18} + \frac{7(0,30)}{90} = 0,08 \quad (2.110)$$

$$T_p = 350\sqrt{[C] - 0,25} = 350\sqrt{[0,88] - 0,25} = 277,8^{\circ}C$$

Donde:

[C]-carbono equivalente, %

temperatura de precalentamiento, °C

Cálculo teórico del área a soldar.

Es el área total teórica de la unión soldada y se halla de acuerdo al tipo de unión, es decir:

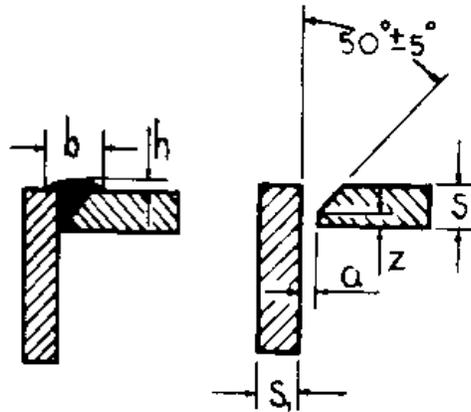


Figura 2.13-Tipo de unión a realizar (D.L.Glizmanenko, 1975)

Donde:

b- el ancho

c- el diámetro del electrodo

$$F_c = 0.75bc$$

$$F_c = 0.75 * (15) * (3)$$

$$F_c = 43mm$$

Selección del diámetro del metal de aportación según Glizmanenko.

El diámetro del electrodo es de 3mm

Corriente de la Soldadura (Is).

Para conocer la magnitud de la corriente de soldadura a ángulo del acero al carbono en la posición plana se pueden utilizar la siguiente fórmula empírica:

$$I_s = (40 - 60)d_e \text{ Amp. Según (D.L.Glizmanenko, 1975)}$$

Donde.

" d_e " es el diámetro del electrodo

$$I_s = (50) * d_e$$

$$I_s = (50) * 3$$

$$I_s = 150 \text{ Amp}$$

Determinación del longitud óptima del arco (L_{oa}).

Para la longitud óptima del arco se establece la siguiente ecuación empírica:

$$L_{oa} = (0.5 - 1.1)d_e = (0.53) * (3) \quad L_{oa} = (0.53) * (3) = 1.59 \text{ mm} \quad (2.111)$$

Donde el arco corto se establece como aquel que es menor que el diámetro del electrodo y el arco largo lo inverso. Se recomienda que la longitud del arco sea igual a la longitud del electrodo.

Determinación del Voltaje de cebado del arco.(V_a).

Se pueden usar las siguientes ecuaciones:

$$E = 20 + 1.2d_e = 20 + 1.2 * (3) = 23.6 \text{ Volts} \quad (2.112)$$

Cuando "d_e" está en mm.

Velocidad de soldadura.

α_d = Coeficiente de depósito en gr/A-hr

$$\alpha_d = 10 \text{ gr/A-hr}$$

I_s = Corriente de soldadura. [Amp].

$$I_s = 150 \text{ Amp}$$

γ = Peso específico del acero. (8 gr/cm³)

F_p = Área de un cordón. (8 - 12)*d_{ep}.

$$F_p = (10) * (3) = 30$$

$$V_{sold} = \frac{\alpha_d * I_s}{\gamma * F_p} = \frac{10 * 150}{8 * 30} = 6.25 \text{ m/h} \quad (2.113)$$

Penetración de la junta.

$$P = \sqrt[3]{\frac{k_3 * I^4}{E^2 * V}} = \sqrt[3]{\frac{(0.033) * (150)^4}{(24)^2 * (0.1)}} = 66.19 \text{ mm} \quad (2.314)$$

Donde:

$k_3 = 0.0330$ para V expresado en mm/min, corriente (I) = 85 a 35 A, velocidad de soldadura (V) = 152 a 457mm/min, voltaje (E) = 23 a 25 V y diámetro de electrodo (d_e) = 3 a 4mm.

Cálculo de uniones soldadas.

$$\tau = \frac{P}{2 * A_c} \leq [\tau] \quad (2.114)$$

Donde:

$[\tau] = 800\text{MPa}$ (Resistencia de la soldadura a cortante)

P = La fuerza externa

A_c = Área de la unión

$$A_c = 0.7 * l * c$$

Donde:

$C = 5$ (Espesor)

$$l = 40\text{mm}$$

$$A_c = 0.7 * 40 * 5 = 140\text{mm}^2$$

$$[\tau] \geq \frac{P}{2 * L * 0.7 * c} \quad (2.115)$$

Por lo tanto:

$$c \geq \frac{P}{2 * L * 0.7 * [\tau]} \quad (2.116)$$

Como es una junta soldado a solape

$$P = 2 * 0.7 * KL * [\tau] \quad (2.117)$$

Donde:

K es el espesor de la lámina

$L = 40\text{mm}$ (Longitud del electrodo)

$$K = C * \cos(45) = 0.7 * c = 0.7 * 5 = 3.5$$

$$P = 2 * 0.7 * 3.5 * 40 * 800 = 156800\text{MPa} \cdot \text{mm}$$

$$\tau = \frac{156800}{2 * 140} = 560MPa$$

Se cumple que:

$$\tau = 560MPa \leq [\tau] = 800MPa$$

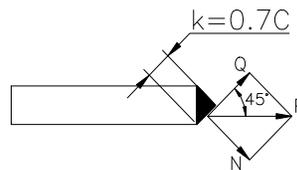


Figura 2.14– Cuerpo libre de la garganta de un cordón a solape sometido a carga axial.
(D.L.Glizmanenko, 1975)

En la garganta del cordón la fuerza P se descompone en una fuerza normal N que provoca una tensión normal y una fuerza tangencial Q que provoca tensión de cortante.

$$Q = P * \cos(45) = 0.7 * P = 0.7 * 156800 = 109760MPa$$

$$N = P * \sin(45) = 0.7 * P = 109760MPa$$

$$\tau = \frac{Q}{A} = \frac{P}{c * l} = \frac{156800}{5 * 40} = 784MPa \tag{2.118}$$

$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{P}{c * l} = 784MPa \tag{2.119}$$

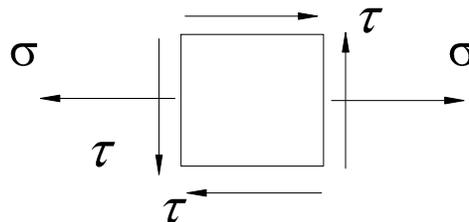


Figura 2.15 – Estado tensional en la garganta del cordón. (D.L.Glizmanenko, 1975)

Aplicando la teoría de las tensiones tangenciales máximas para determinar la tensión equivalente:

$$\sigma_{eq} = \sigma_1 - \sigma_4 = \sqrt{\sigma^2 + 4 * \tau^2} < [\sigma] \quad (2.120)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{P}{c * 1}\right)^2 + 4 * \left(\frac{P}{c * 1}\right)^2} < [\sigma]' = \frac{[\tau]'}{0.6}$$

$$\sigma_{eq} = \frac{P}{0.74 * c * 1} = \frac{156800}{0.74 * 5 * 40} = 643 \text{ Mpa} < [\tau]'$$

Se cumple que:

$$\sigma_{eq} = 643 \text{ Mpa} < [\tau]' = 800 \text{ Mpa}$$

2.3.2 Cálculos y Diseño del eje de la báscula dosificadora:

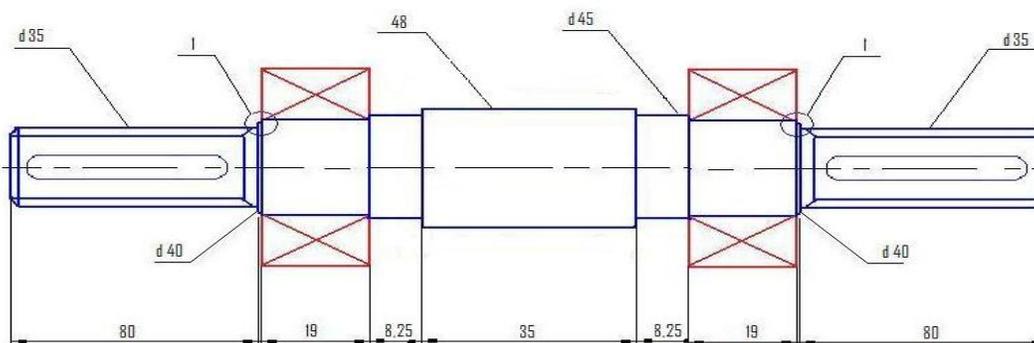


Figura 2.16 Esquema del árbol de la báscula dosificadora

Determinación de correlación empírica.

Según atlas de diseño:

$$\delta = 0,025 * A + 1 = 0,025 * 140 + 1 = 4,5 \text{ mm}$$

Como $\delta < 7,5$ entonces $\delta = 7,5 \text{ mm}$

$$\alpha = 1,1 * \delta = 1,1 * 7,5 = 8,25 \approx 8 \text{ mm}$$

Determinación de las fuerzas y reacciones que actúan sobre el árbol.

P_t = Fuerza tangencial

$$P_t = \frac{Mt_2}{d} = F_t = 4800 \text{ N}$$

$$P_a = P_t * \tan\beta = 4800 * \tan 12,84 = 1094 \text{ N}$$

$$P_r = P_t * \tan\alpha = 4800 * \tan 20 = 1747 \text{ N} \quad T_R = F_R = 1883,47 \text{ N}$$

$$Mf_{pa} = P_a * \frac{d_a}{2} = 1094 * \frac{55,44}{2} = 30325,68 \text{ N.mm}$$

$$\sum F_y = T_R - R_{Ay} - P_R + R_{By}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$T_R * (49.5) + R_{By} * (62.25) + P_R * (62.25 + 49.5) = 0$$

$$R_{By} = \frac{1747 * (111.75) - 1883,47 * (49.5)}{62.25} = 1638.48 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = T_R - R_{By} + P_R = 1883.47 - 1638.48 + 1747 = 1991.98 \text{ N}$$

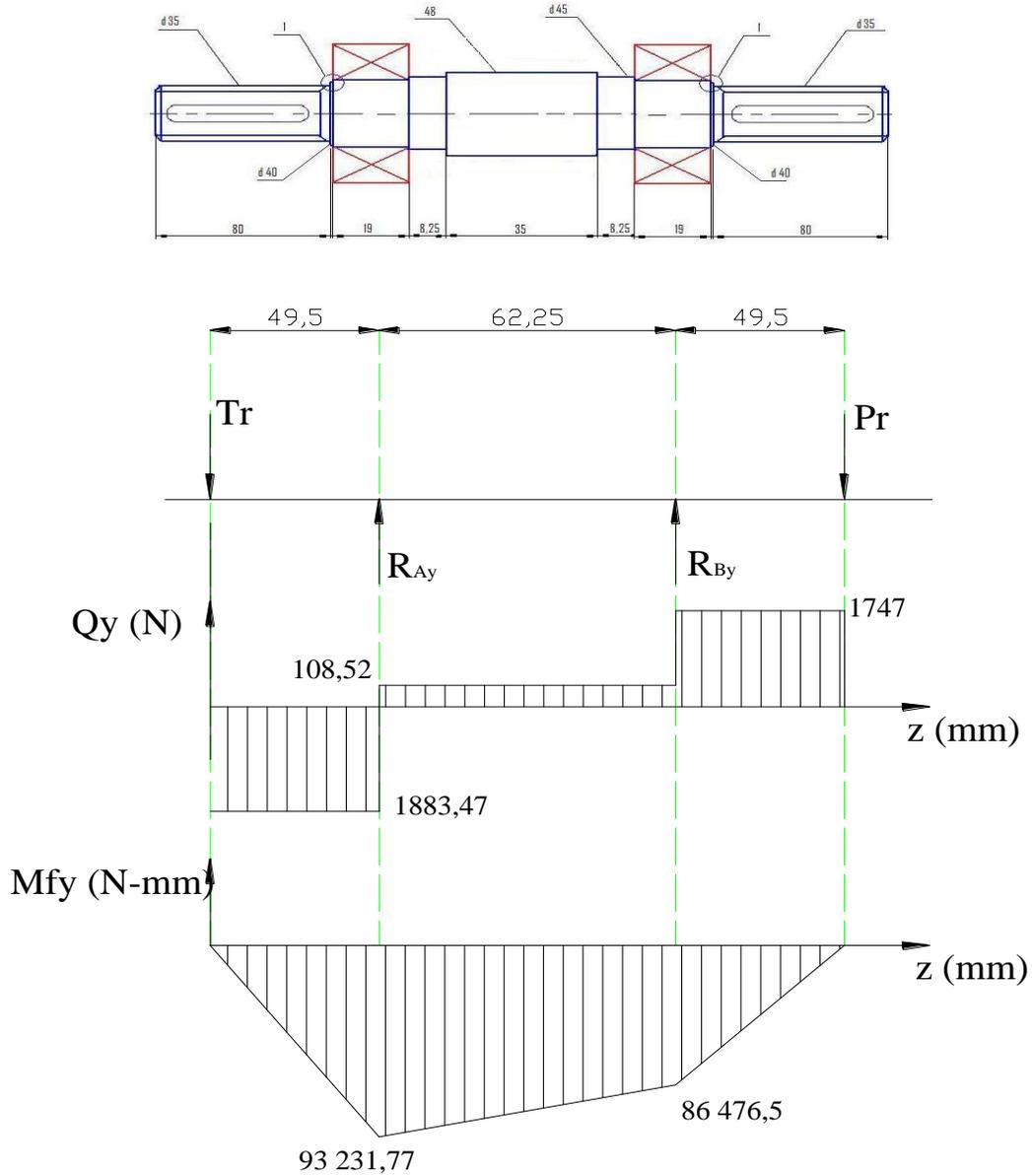


Figura 2.17 Esquema de momento cortante y torsor plano (Y, Z)

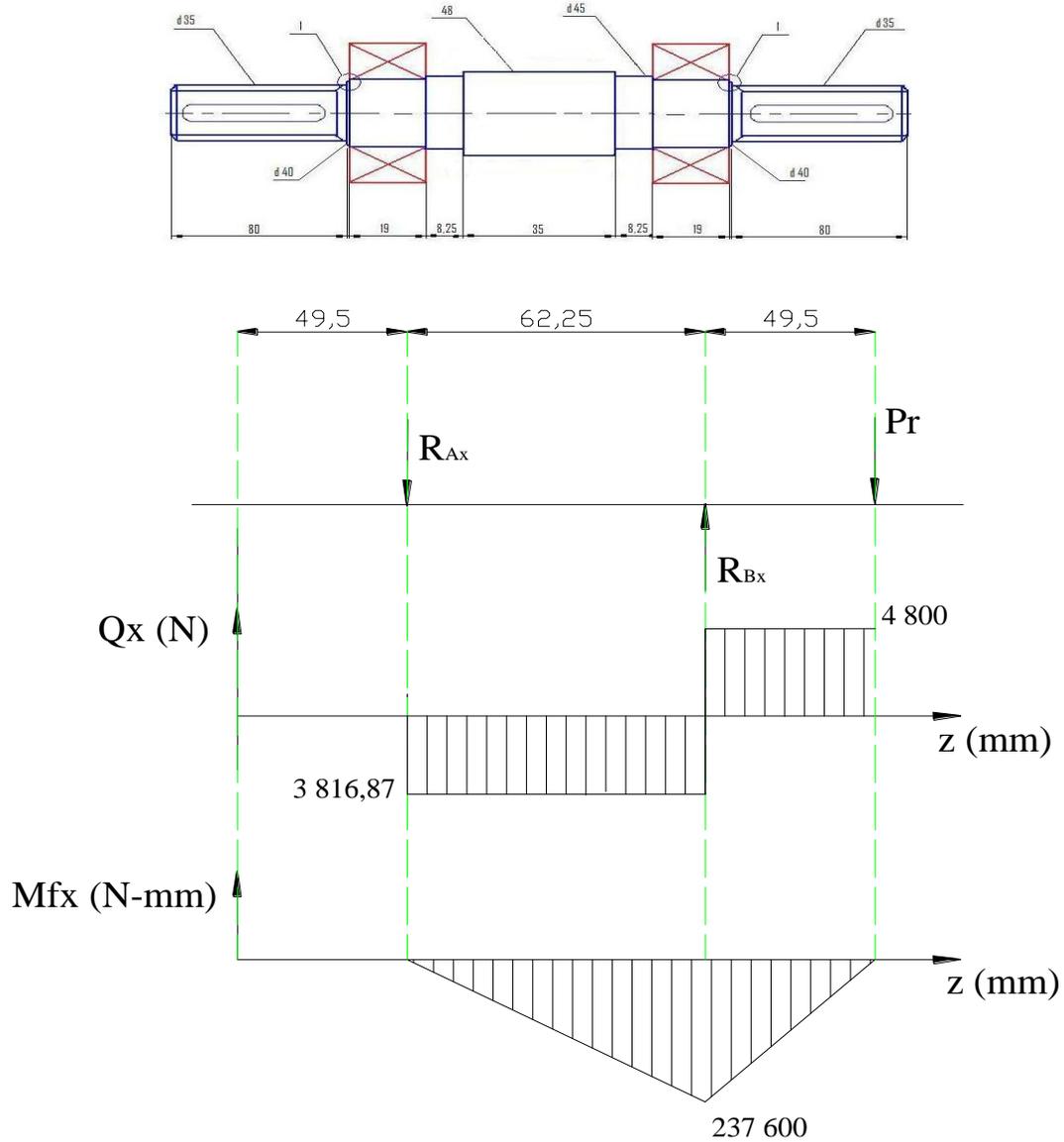


Figura 2.17 Esquema de momento cortante y torsor plano X,Z

$$\sum F_x = 0 = R_{Bx} - R_{Ax} - P_t$$

$$R_{Bx} = R_{Ax} + P_t$$

$$\sum M_B = 0$$

$$\sum M_B = R_{Ax} * (62.25) - P_t * (49.5)$$

$$R_{Ax} = \frac{P_t * (49.5)}{62.25} = \frac{4800 * 49.5}{62.25} = 3816.86 \text{ N}$$

$$R_{Bx} = 3816.86 + 4800 = 8616.86$$

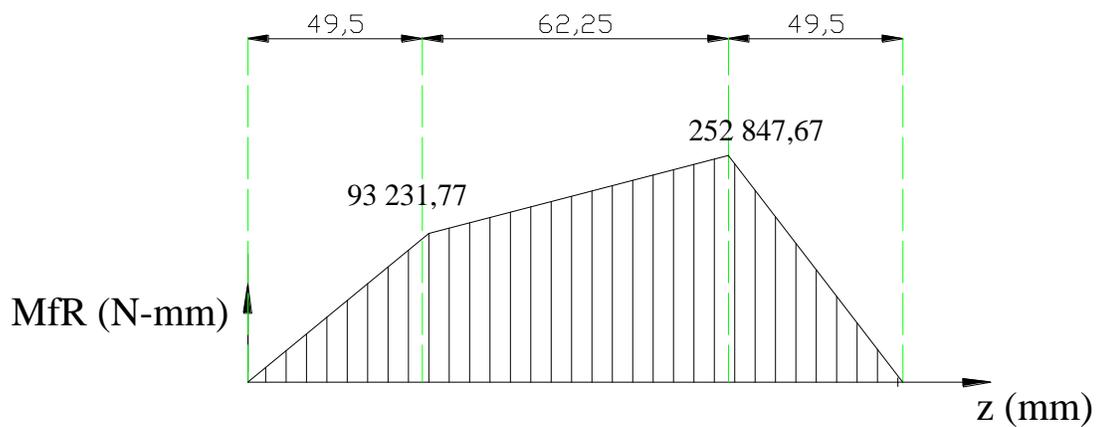


Figura 2.18 Diagrama de momento resultante

Cálculo del diámetro mínimo del árbol.

$$d_{min} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{M_{f_r}^2 + M_t^2}{[\sigma_t]_{III}}}$$

Donde:

$$Mf_r^2 = (149690,76)^2 N.mm$$

$$M_t^2 = (30325,65)^2 N.mm$$

$$[\sigma_t]_{III} = \frac{0,33 * \sigma_u}{3,8}$$

$$\sigma_u = 6000 kgf/cm^2$$

$$[\sigma_t]_{III} = \frac{0,33 * 6000}{3,8} = \frac{521,05 \text{ Kg}f/cm^2}{9,81} = 5111,5 \text{ N/cm}^2$$

$$d_{min} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{(149690,76)^2 + (30325,65)^2 N.mm}{5111,5 \text{ N/cm}^2}}$$

$$d_{min} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{152707,71 N.mm}{5111,5 \text{ N/cm}^2}} = 2,17 * \sqrt[3]{\frac{15270,771 N.mm}{5111,5 \frac{N}{cm^2}}} = 3,0 \text{ cm} = 30 \text{ mm}$$

Según (Dorovolski, 1980) recomienda un incremento del 20 % del diámetro para disminuir la posibilidad de falla por fatiga.

$$d_{min} \uparrow 20\% = 32 \text{ mm}$$

Cálculo de comprobación a la fatiga de árbol.

Para el cálculo de resistencia a la fatiga se considerará un ciclo simétrico de cargas

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_f}{W_f}$$

$$\eta_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{k_\sigma * \sigma_a}{\varepsilon * \beta} + \left(\frac{2\sigma - 1 - \sigma_0}{\sigma_0}\right) * \sigma_m}$$

Pero $\sigma_m = 0$ entonces se queda:

$$\eta_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma * \sigma_a}{\varepsilon * \beta}}$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_u = 0,43 \times 6000 = 2580 \text{ Kgf/cm}^2 = 258 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_a = \sigma_{max} = \frac{M_f}{W_f} = \frac{M_f}{0,1 \cdot d^3} = \frac{149690,76}{0,1 * (48)^3} = 13,53 \text{ N/mm}$$

ε = Factor de tamaño Según (V.I FEODOSIEV) $\varepsilon = 0,58$

$d = 48\text{mm}$ con curva 3

β = Factor de superficie

$\sigma_u = 60 \text{ Kgf/mm}$ Degaste curva 4 (inferior) $\beta = 0,8$

k_σ = Factor de concentración de tensión según (Levy, 1983)

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0,6 * (1,7 - 1) = 1,4$$

$$\frac{D}{d} = 1,4$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,2}{48} = 0,04$$

$$\alpha_\sigma = 1,7$$

q_σ - Según (Levy, 1983)

$$q_\sigma = 0,6$$

$$\eta_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma * \sigma_a}{\varepsilon * \beta}} = \frac{258}{\frac{1,42 * 13,53}{0,58 * 0,8}} = 6,23$$

Este valor es aceptable, donde el árbol no debe fallar a fatiga.

Cálculo del factor de seguridad para las tensiones tangenciales en el árbol.

Para las tensiones tangenciales está presente ambos, momento torso y el cortante, hay que calcular la razón de asimetría para saber en qué zona de fallo está, y entonces calcula el factor de seguridad. Torsión $r = 1$

$$\tau_f = 0,6 * \sigma_f = 0,6 * (3600) = \frac{2160kgf}{cm^2} = 216N/mm^2$$

$$\tau_{Mt} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{0,2 * d^3} = \frac{30325,68}{2111,8,4} = 1,37N/mm$$

$$\eta_\tau = \frac{T_f}{T_{max}} = \frac{216}{1,37} = 157,66$$

$$n = \frac{n_\sigma * n_r}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_r^2}} = \frac{978,11}{156,78} = 6,23$$

Entonces el factor de seguridad $\eta = 6,23$, cuyo valor siendo mayor que dos (2) es aceptable para el diseño el árbol con las dimensiones dadas.

2.3.3 Cálculo y selección de los cojinetes de la báscula.

$$n_1 = 4 \text{ rpm}$$

$$d = 40mm$$

$$b = 19mm$$

$$L_h = 10000 \text{ h}$$

$$T = 125^0c$$

$$R_a = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{2400^2 + 1697,46^2} = 2939,62N$$

(2.121)

$$A_{2-1} = 1094 \text{ N}$$

$\alpha = 3$ para rodamientos de bolas

Capacidad de carga preliminar

$$C_{pre} = \sqrt{\frac{n * 60 * L_{hr}}{10^6} * R_a} = \sqrt{\frac{4 * 60 * 10000}{10^6} * 2939.62} = 3935.75 \text{ N} \quad (2.122)$$

Selección del cojinete de catálogo

Cajas de bolas de simple hilera, radiales tipo 0000 serie media.

$$C = 39000$$

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

$$C_0 = 1700 \text{ kg}$$

$$[n] = 10000 \text{ rpm}$$

Determinación de la carga radial reducida.

$$Q = (X * K_a * R + y * A) * K_s * K_t$$

En la Tabla 3.3 Anexo B coeficiente de cargas radial X y axial Y

$$\frac{A}{C_0} = \frac{1094}{1700} = 0.56 \Rightarrow \text{Carga relativa}$$

$K_a = 1$ Porque gira aro interior

$$\frac{A}{K_a * R} = \frac{1094}{1 * 2939,62} = 0.37$$

Como:

$$e > \frac{A}{K_a * R} = 0.56 > 0.37$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$e = 0.44$$

Según (D.Reshetov, 1985)

$$K_s = (1 - 1.2) \text{ Escogemos } K_s = 1.1$$

$$K_t = 1.05 \text{ Para temperatura } 125^0$$

$$Q = (X * K_a * R + y * A) * K_s * K_t = (1 * 1 * 8616N) * 1.1 * 1.05 = 9951.48 N$$

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} * \left(\frac{C}{Q}\right)^\alpha = \frac{10^6}{60 * 4} * \left(\frac{39000}{9951.48}\right)^3 = 2\,507\,953,93 h$$

Como $L_{\text{real}} = 10000 h \ll L_{\text{req}} = 2\,507\,953,93 h$ se cumple que los cojinetes seleccionado se puede usar con diámetro $\varnothing = 40mm$.

2.3.4 Cálculos y Diseño del muelle.

En la figura 2.20 se muestra el mecanismo de trinquete con el muelle que regula la presión en función del peso de sal deseado, regulando la pretensión inicial de este se logra que la báscula soporte un peso mayor.

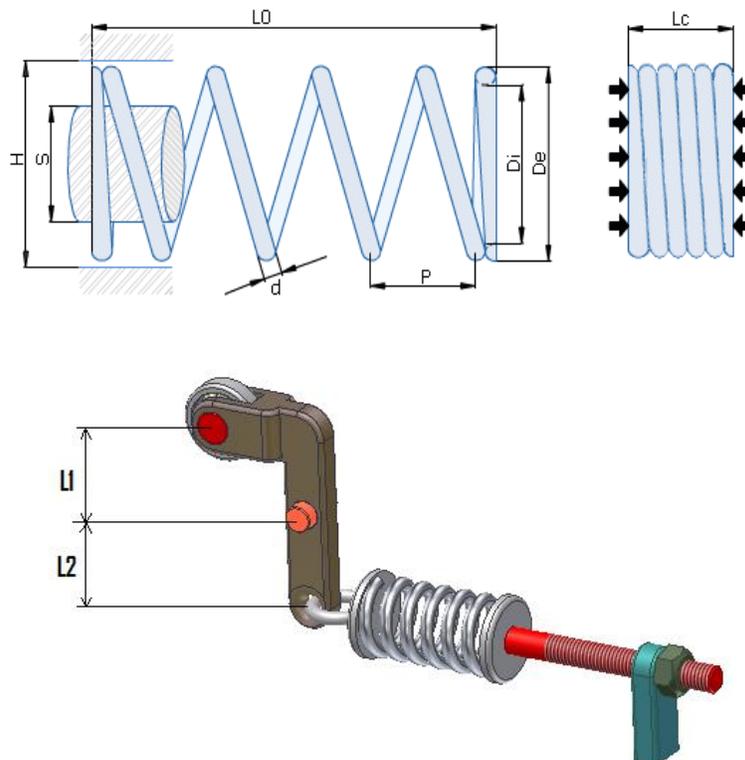


Figura 2.20 Esquema del muelle de la báscula

Donde:

$$M_{T1} = P * b$$

$$P = 15.5kg \text{ (Peso de la sal)}$$

$$b = 560mm \text{ (La distancia medio desde el centro de la pieza)}$$

$$M_{T1} = 15.5kg * 560mm = 8680kg.mm \text{ (Momento torsor)}$$

Donde:

r = El radio del disco

$$F = \frac{M_{T1}}{r} = \frac{8680}{75} = 115.7kg \quad (2.123)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{R}{r} \quad (2.124)$$

Donde el radio de la bola.

$$\theta = \tan^{-1} \frac{5}{75} = 4^\circ$$

Calculando la componente en x P_x

$$F_1 = \frac{M_{T1}}{r} * \text{sen}\theta = \frac{8680}{75} * \text{sen}4 = 8.1kg \text{ (La fuerza máxima)} \quad (2.125)$$

$$M_{T2} = F_1 * L_1 = 8.1 * 35 = 283.5kg.mm \quad (2.126)$$

Donde:

: $L_1 = 35mm$ longitud 1 $L_2 = 43mm$ longitud

$$F_2 = \frac{M_{T2}}{L_2} = \frac{283.5}{43} = 6.6kg \text{ La fuerza máxima que actúa sobre el muelle}$$

Diseño del muelle.

El muelle debe deformarse 3.75 mm por cada 3.3kg

La carga máxima $F = 6.6kg$

El muelle debería trabaja montado en una espiga de $\emptyset = 8mm$

Entre el muelle y la espiga es de 3mm

El materia es de acero 70 y el paso recomendado para dicho muelle es de 3mm

Cálculo de resistencia del muelle

Considerando que el muelle se encuentra sometido a una carga intermitente que sería el caso más peligroso, el diámetro del alambre requerido podrá ser calculado mediante la expresión:

$$d = 1.6 * \sqrt{\frac{P_f * c * k}{[\tau]}} \quad (2.127)$$

Donde, el valor de la fuerza P final será igual al valor de la fuerza máxima de trabajo, la cual, según el enunciado del problema, será: $P_f = 6.6kg$

Determinación del índice del muelle

Según (Dorovolski, 1980), el índice de un muelle debe estar comprendido en el rango:

$$c = 4 - 12$$

En este caso se asumirá: $c = 4$

Cálculo de coeficiente de k

En el caso de muelles sometido a esfuerzos cíclicos de torsión, el coeficiente k viene dado por:

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3} = \frac{4 * 4 + 2}{4 * 4 - 3} = 1.385$$

Determinación del esfuerzo de torsión admisible

Donde para el acero 70 se cumple que: $[\tau] = 2400kg/cm^2$

Cálculo del diámetro de alambre

Sustituyendo los valores:

$$d = 1.6 * \sqrt{\frac{6.6 * 4 * 1.385}{2400}} = 0.19cm$$

Normalizando este valor, mediante el uso de tablas de aceros para muelles, se obtiene

$$d = 2mm$$

Cálculo del diámetro medio de las espiras.

El índice del muelle viene dado por:

$$C = \frac{D}{d}$$

Donde, despejando el diámetro medio, resulta:

$$D = C * d = 4 * 2 = 8mm$$

Cálculo de diámetro interior del muelle

El diámetro interior del muelle puede ser calculado mediante la expresión:

$$D_1 = 8 - 2 = 6mm$$

La espiga utilizada para montar el muelle posee un diámetro $D = 8mm$ Comparando el $D_1 = 6mm$ y el diámetro del espiga (8mm), se comprueba que la diferencia entre los mismo solamente de 2mm, con lo cual se cumple el requisitos planteado de que el juego entre el muelle y dicha espiga sea inferior de 3mm, por lo tanto, las dimensiones obtenidas este cálculo son adecuados.

Cálculo de rigidez del muelle de la báscula .

Para muelle de acero de sección circular, viene dado por:

$$C = \frac{10^5 * d}{i * c^3}$$

(2.128)

De donde, se despeja el número de espiras, se obtiene:

$$i = \frac{10^5 * d}{C * c^3}$$

Recordando que el muelle debe deformarse 3.75mm por cada 3.3 kg de carga, por lo tanto puedo plantearse que:

$$C = \frac{3.3}{0.375} = 8.8 \frac{Kg}{mm} = 88Kg$$

Entonces:

$$i = \frac{10^5 * 0.2}{88 * 4^3} = 14 \text{ espiras}$$

Como es lógico, al redondear el número espiras se ha variado ligeramente el valor asumido de la característica, por lo tanto debe ser recalculado.

$$C = \frac{10^5 * 0.2}{14 * 4^3} = 89.2 \text{ Kg/cm}$$

Determinación de las principales dimensiones del muelle.

Cálculo de número total de espiras

Para un muelle de compresión, se tiene que:

$$i^1 = i + 2 = 14 + 2 = 16 \text{ espiras.}$$

Determinación del paso, donde $h = 3 \text{ mm}$

Cálculo de longitud del muelle totalmente comprimido.

$$H_d = (i^1 - 0.5) * d = (16 - 0.5) * 2 = 31 \text{ mm}$$

Cálculo de la longitud del muelle totalmente extendido.

$$H_0 = H_d + i * (h - d) = 31 + 16 * 5 = 111 \text{ mm}$$

Cálculo de la longitud de alambre necesario para la construcción del muelle.

La longitud de alambre requerida por un muelle de compresión viene dado por:

$$l_o = \frac{\pi * D * i^1}{\cos \alpha} \tag{2.129}$$

Donde, el ángulo de inclinación de las espiras puede ser calculado mediante la expresión:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{h}{\pi * D} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{3}{3.14 * 8} \right) = \tan^{-1}(0.119) = 6.68^\circ \tag{2.130}$$

Entonces:

$$l_o = \frac{3.14 * 8 * 16}{\cos 6.78} = 42 \text{ mm}$$

Determinación de la fuerza necesaria para unir las espiras del muelle.

La relación entre las fuerzas y los desplazamientos en un muelle puede expresarse de la siguiente forma:

$$\Delta P = C * \Delta \lambda \tag{2.131}$$

Ahora bien, el desplazamiento total de un muelle de compresión, desde la posición de reposo hasta que se unan las espiras, puede determinarse mediante la expresión:

$$\Delta\lambda = H_0 - H_d = 47 - 31 = 16\text{mm} \quad (2.132)$$

Entonces:

$$\Delta P = 89.2 * 16 = 1427\text{Kg} * \text{mm} = 142\text{Kg} = 1420\text{N}$$

Por otra parte, en los muelles de compresión, la fuerza capaz de unir las espiras se denomina P_{lim} , por lo tanto, debido a la no existencia de una tensión previa en este tipo de muelle, puede plantearse que el desplazamiento total del mismo, desde su posición de reposo hasta que se unan las espiras, es ocasionado por una variación de la carga desde cero hasta el valor P_{lim} , o lo que es lo mismo:

$$\Delta P = P_{lim} = 142\text{Kg} = 1420\text{N}$$

Capítulo III: Costos de fabricación del sistema de trituración, dosificación y transporte de sal.

3.1- Generalidades del costo.

El costo de producción en cualquier industria es de gran importancia en el control de los gastos, incluyendo cada uno de los factores que intervienen en la elaboración del producto final. En este se incluye los gastos de materias primas y materiales auxiliares empleados, los gastos de trabajo humano que representados en el salario, como parte de los activos fijos tangibles que se transfieren al producto en forma de depreciación, el valor de la energía consumida, los gastos por concepto de seguridad social, así como demás gastos de fabricación.

El costo como categoría económica está enfocado en la eficiencia del trabajo, representando un indicador generalizado de la calidad y permite comparar la producción obtenida según la magnitud de los gastos efectuados en su fabricación, reflejando en el ahorro de los recursos materiales, humanos y financieros.

Componentes del Costo de Fabricación.

Los principales elementos del costo de fabricación de un producto cualquiera expresados en forma monetaria son:

El valor de las materias primas o materiales utilizados.

Los gastos en salario de los trabajadores.

Los gastos producto de la amortización de los equipos y máquinas empleadas.

El valor de la energía consumida.

Los costos indirectos

Costos generados por el consumo de energía eléctrica.

El funcionamiento de una Empresa o Taller es imposible sin el empleo de la energía eléctrica que está presente en casi todos los procesos y cubre las demandas y necesidades de estos. Los gastos de energía dependen de los equipos que intervinieron en el proceso y de las horas en que intervino cada uno. El precio de 1 kW - hr se tomó sobre la base de una tarifa diferenciada ajustada para la Empresa de

0.061 USD/kW -hr. En la Tabla 3.6 se da la relación de los equipos, el tiempo empleado y el gasto en energía de cada uno de ellos y el gasto total de energía

Gastos en Salarios.

El gasto en salarios depende de la categoría y el número de horas de trabajo de cada uno de los técnicos y obreros que participan en la producción. El salario horario incluye el 9,0909 % correspondiente a vacaciones y el 14 % correspondiente a seguridad social.

El total de Gastos Directos es igual a la suma de los Gastos en Materiales, Soldadura, Salarios, Amortización y Energía. Se tiene que:

$$\text{Gastos Directos} = + 0,79 + 7,48 = 8.27$$

CUC + 25.76 PESOS.

Total de Gastos Indirectos.

Los gastos indirectos son aquellos gastos en que incurre la Empresa producto de las Gestiones de Dirección, Administración, Servicios Generales, Transporte de Personal, iluminación, etc. los cuales hay que cargárselos a los gastos de producción. Estos se estiman como regla el 30 % de los Gastos Directos. En este caso:

$$\begin{aligned} \text{Gastos Indirectos} &= 0,3 \times \text{Gastos Directos CUC} = 0,3 \times \text{CUC} + 0,3 \times \text{Gastos Directos} \\ \text{PESOS} &= 0,3 \times 25.76 = 7.728 \text{ PESOS:} \end{aligned}$$

El traspaso gradual del valor de los medios de trabajo a medida que estos se desgastan a los productos que se elaboran y la utilización de ese valor para la reproducción posterior de los fondos fijos de producción es lo que conocemos por amortización de un equipo.

En el proceso de producción las máquinas sufren un desgaste físico que lleva a la pérdida de propiedades técnicas y productivas del medio de trabajo y un desgaste moral producto del avance científico que provoca la obsolescencia de la misma y que le resta valor al producto. Estos gastos se determinan partiendo de la amortización horaria de cada máquina y del tiempo en horas en que dicha máquina participa en la producción .

Gasto generado por la amortización de los equipos.

La amortización es el traspaso del valor de los medios de trabajo, a medida que se desgastan, a los productos que se elaboran y la utilización de ese valor para la reproducción ulterior de los fondos fijos de producción.

La amortización incluye los gastos calculados a partir del valor inicial de los activos fijos tangibles, aplicándole las tasas de amortización establecidas para cada equipo.

La ganancia por cada tonelada $G_t = 14.16$

La capacidad de producción $C_p = 40 \text{ t/h}$

Donde:

$$X_{ton} = \frac{\text{Gasto total}}{14.16} = \frac{257.02}{14.16} = 18.15 \text{ t} \quad (2.133)$$

$$\frac{X_{ton}}{C_p} = \text{cantidad de horas que necesitan amortizar}$$

$$\frac{X_{ton}}{C_p} = \frac{18.15}{40} = 0.45 \text{ h}$$

Costo total para la fabricación de la pieza.

Después de tener valoración de los costos, analizando diversos gastos que se deberán hacer tendrá en la fabricación o puesta en práctica con este trabajo de la máquina,

3.2-Costos necesarios para la construcción del molino

Costos de materiales:

Incluye todos aquellos materiales que se consumen en el proceso productivo exceptuando los combustibles.

Tabla 3.1 Costo de materiales auxiliares

Designación	USD	Cant.Utilizada	Costo (USD)
Balón de oxígeno	0.52	1	0.52
Balón de acetileno	2.97	1	2.97
Total			3.49

Tabla 3.2-Gastos de materiales

Designación	Cant.	Mat.	Precio por unidad	Peso Bruto(t)	Costo USD
PLANCHA S =16mm	2	CT-3	526,2	0,58	610,16
Barra CII D= 160mm	1	AISI 304	2 580.4	0.12	288.04
TORNILLO M30X90	20		5,15		103
TORNILLO M30X70	8		4,85		38.8
TORNILLO M22X50	4		2,95		11.8
TORNILLO M20X30	12		2,75		33
TUERCA M30	20		1.90		38
TUERCA M20	12		1,75		21
ARANDELA M30	28		0.50		16
ARANDELA M20	12		0.45		5,4
TOTAL					1 165.2

Costos generados por el consumo de energía eléctrica.

El funcionamiento de una Empresa o Taller es imposible sin el empleo de la energía eléctrica que está presente en casi todos los procesos y cubre las demandas y necesidades de estos. Los gastos de energía dependen de los equipos que

intervinieron en el proceso y de las horas en que intervino cada uno. El precio de 1 kW - hr se tomó sobre la base de una tarifa diferenciada ajustada para la Empresa de 0.061 USD/kW – hr. En la Tabla 3.6 se da la relación de los equipos, el tiempo empleado y el gasto en energía de cada uno de ellos unido al gasto total.

Tabla 3.3 Costo del consumo de energía eléctrica.

Equipos	Horas de trabajo	Gasto en una hora (KW)	Energía Consumida(Kwh.)	Costo Total (USD)
Torno C11MB	40	9.5	380	23.18
Taladro	22.15	8.4	186.06	11.34
Fresa7M36	60	13.62	817.20	49.84
Rectificadora	15	7.02	105.30	6.42
Soldadura	60	32	1920	117.12
Total (\$)				207.9

Gastos en salarios

El gasto en salarios depende de la categoría y el número de horas de trabajo de cada uno de los técnicos y obreros que participan en la producción. El salario horario incluye el 9,0909 % correspondiente a vacaciones y el 14 % correspondiente a seguridad social. En la Tabla 3.4 se muestran estos gastos

Tabla 3.4 Gastos de salario

Trabajadores	Horas de trabajo	Tarifa Horario	Gastos en salarios PESOS
Mecánico de montaje	24	1.37	32.88
Rectificador B	10	1.80	18
Pailero A	8	1.37	10.96
Soldador	10	1.25	12.5
Tornero	20	1.80	36
TOTAL			110.34

Tabla 3.5-Gasto Generado por la amortización de los equipos.

Máquina	Precio(USD)	Amortización actual (USD)	Amortización por horas(USD)	Tiempo efectivo (h)	Gasto total(USD)
Rectificadora Univ.	14331.8	20000	0.7166	2	1,433
Torno C11MB	35178.00	703.56	0.013	4	0.52
Fresadora 7M36	7054.77	141.10	0.0004	1.25	0.005
Total					1.958

Total de Gastos Directos.

El total de Gastos Directos es igual a la suma de los Gastos en Materiales, Soldadura, Salarios, Amortización

Tabla 3.6 Costo total de diseño molino .

Gasto total de materiales y piezas.	USD
Material	1165.2
Materiales auxiliares	3.49
Energía eléctrica	207.9
Gastos en salarios	110.34
Gasto Generado por la amortización de los equipos	1 958.00
Total.	3 444.93

3.3-Costos necesarios para la construcción del transportador

Tabla 3.7 Gastos de materiales auxiliares en la construcción del transportador

Materiales	Unidades	Costo por unidad (USD)	Costo total (USD)
Balón de oxígeno	3	0.52	1,56
Electrodos	Ac	0.4	364.80
Balón de acetileno	1	2.97	2,97
Costo Total	-	-	369.33

Tabla 3.8-Gastos de materiales

Designación	Unidades	USD	Cant.Utilizada	Costo (USD)
Planchas Acero Inoxidable AISI 304 de 1000x2500	u	360.45	2	720.90
Motoreductor eléctrico 0.5 kw	u	524.35	1	524.35
Costo total				1 245.25

Tabla 3.9 Gastos de salarios.

Obreros	Horas de trabajo	Tarifa horario	Gasto de salario (MN)
Soldador A	19	1.25	23.70
Pailero	15	1.57	23.55
Ayudante	24	1,0	24.00
Mecánico de montaje	20	1.37	27.40
Cortador de materiales	30	1.50	45.00
Eléctrico	15	1.60	24.00
Total de salario			167.65

Tabla 3.10-Costo de la energía eléctrica.

Equipos	Horas de trabajo	Gasto en una hora (KW)	Energía Consumida(Kwh.)	Costo Total (USD)
Rectificador de soldadura	35	7.02	245.7	14.98
Torno C11MB	20	9.5	190	11.59
Taladro	18	8.4	151.2	9.20
Soldadura	40	32	1280	78.08
Total (\$)				113.87

Tabla 3.11 Gasto Generado por la amortización de los equipos.

Máquina	Precio(USD)	Amortización actual (USD)	Amortización por horas(USD)	Tiempo efectivo (h)	Gasto total(USD)
Rectificadora Univ.	14331.8	20000	0.7166	2	1,433
Torno C11MB	35178.00	703.56	0.013	4	0.52
Fresadora 7M36	7054.77	141.10	0.0004	1.25	0.005
Total					USD\$ 1.958

Tabla 3.12 Costo total de diseño del transportador Sinfín

Gasto total de materiales y piezas.	USD
Material	1 610.05
Materiales auxiliares	4.53
Energía eléctrica	113.87
Gastos en salarios	167.65
Gasto Generado por la amortización de los equipos	1 958.00
Total.	3854.10

3.4 Costos necesario para la construcción de la báscula.

Tabla 3.13 Gasto de materiales auxiliares en la construcción de la báscula.

Designación	Unidades	USD	Cant. utilizada	USD
Electrodo	Ac	120.0	0.02	2.40
Costo Total	-	-	-	2.64
Electrodos	Ac	912.0	0.4	364.80
Costo total				905.47

Tabla 3.14 Gasto de materiales

Designación	Cant.	Mat.	Precio por unidad	Peso Bruto(t)	Costo USD
Planchas Acero Inoxidable AISI 304 de 1000x2500	1.5	AISI 304	360.45	0.58	540.67
Barra CII D= 50 mm	1	CT3	250.24	0.12	30.02
TORNILLO M20X30	12		2,75		33.00
TUERCA M20	12		1,75		21.00
ARANDELA M20	12		0.45		5,40
TOTAL					89.42

Tabla 3.15 Gastos de salarios.

Obreros	Horas de trabajo	Tarifa horario	Gasto de salario (MN)
Soldador	24	1.25	30.00
Tornero	4	1.80	7.20
Ayudante	10	1.0	10.00
Cortador de materiales	8	1.50	12.00
Total			59.20

Tabla 3.16 Costo de la energía eléctrica.

Equipos	Horas de trabajo	Gasto en una hora (KW)	Energía Consumida(Kwh.)	Costo Total
Taladro	5	8.4	42	2.56
Soldadura	11	32	352	21.47
Torno	10	9.5	95	5.79
Fresador	8	13.6	108.8	6.63
Total (\$)				36.45

Tabla 3.17 Gasto Generado por la amortización de los equipos.

Máquina	Precio(USD)	Amortización actual (USD)	Amortización por horas(USD)	Tiempo efectivo (h)	Gasto total(USD)
Torno C11MB	35178.00	703.56	0.013	4	0.52
Fresadora 7M36	7054.77	141.10	0.0004	1.25	0.005
Total					0.53

Tabla 3.18 Costo total de diseño de la báscula

Gasto total de materiales y piezas.	USD
Material	905.47
Materiales auxiliares	5.04
Energía eléctrica	36.45
Gastos en salarios	59.20
Gasto Generado por la amortización de los equipos	0.53
Total.	1006.69

3.5 Costos totales de la construcción del sistema de molienda, transportación y dosificación de sal.

En la tabla 3.19 se muestran los costos generales para la construcción de la instalación.

Tabla 3.19 Costo total del diseño de la instalación

Gasto total de materiales y piezas.	USD
Material	3680.72
Materiales auxiliares	13.06
Energía eléctrica	358.22
Gastos en salarios	337.19
Gasto Generado por la amortización de los equipos	3 916.53
Total.	8 305.72

En el mercado internacional los precios que se cotizan estos productos son aproximadamente el doble, sin contar gastos adicionales de transportación y montaje, como se muestra en la tabla 3.20 por lo que sería factible la construcción del sistema de trituración, dosificación y transporte de sal y no importarlos.

Tabla 3.20 -Gastos totales de cada uno de los equipos.

Equipo	Costo Aproximado USD
Molino triturador	7 751.09
Transportador sinfín	6 000.00
Sistema de dosificación	2 265.05
Total.	16 016.14

Conclusiones:

- Mediante la revisión bibliográfica se definió de acuerdo a los métodos de trituración, transportación y dosificación de sal existentes, el sistema adecuado a emplear según las necesidades existentes en la Empresa de Piensos Cienfuegos lo cual nos permitió llegar al diseño de la trituradora e insertarla en los mecanismos de transportación y dosificación.
- Se realizó el diseño de la trituradora de cilindros lisos así como; el análisis de cada uno de los componentes del mismo asegurando su correcto funcionamiento para el tratamiento de la materia prima con el fin de aumentar la calidad de los distintos piensos como producto final.
- Se realizó la comprobación de los árboles que soportan los rodillos del molino, los cuales cumplían con los factores de seguridad que garantizan la resistencia. Se determinó el número de correas y el tipo para que la transmisión del motor al molino cumpliera con los requerimientos y posteriormente partiendo de las relaciones de engranajes se cumplieran las demandas del molino.
- Se logró seleccionar el transportador que cumple con todas las solicitudes que tiene el sistema para la demanda real de la empresa.
- Se realizó el diseño de una báscula de muelle pivote que cumple con la capacidad de carga y de trabajo y logra aumentar la calidad de producto final en la fábrica.
- El costo económico de los factores que influyen en la fabricación y materialización de este sistema de trituración transportación y dosificación de sal, mostró la diferencia en cuanto al costo de fabricación y el precio en el mercado mundial de cada uno de los equipos que componen el mismo, siendo más económico su fabricación, demostrando con ello la viabilidad de este proyecto

RECOMENDACIONES:

Recomendaciones:

- Continuar el presente trabajo para profundizar y llegar a obtener los planos de piezas que componen cada máquina proyectada.
- Realizar un análisis más profundo desde el punto de vista económico con el objetivo de implementar dicho trabajo en la Empresa de Piensos Cienfuegos

Bibliografía

Atlas de diseño de elemento de Máquinas. (1990). . La Habana: Editorial Pueblo y Educación.

Birger, I. (1966). *Cálculo de Resistencia de Piezas de Máquinas.* Moscú: Editorial Mashinostroenie.

China Hot Tapping-Machine DN50 DN1000. (s.d.). . Recuperado a partir de <http://www.made-in-china.com/showroom/lisam4208/product-detailVbJxspIHXiWZ/China-Hot-Tapping-Machine-DN50-DN1000-.html>.

Dobrovolski, V. (1991). *Elementos de Máquinas.* Moscú: Editorial MIR.

Feodosiev, V. (1985). *Resistencia de Materiales.* Moscú: Editorial MIR.

Goytisolo, R. (2007). *Folleto de resistencia de materiales avanzada.* Universidad de Cienfuegos.

Guerra, J. M. (s.d.). *Conferencia de Máquinas Transportadoras.* La Habana: Editorial Félix Varela.

Guía Procedimiento hot tap. (s.d.). . Recuperado a partir de http://grupos.emagister.com/documento/guia_procedimiento_hot_tap/1650-17980.

Guliáev, A. (1978). *Metalografía 1.* Moscú: Editorial MIR.

HOT TAP. TECPESA. (2009). *Boletín 2009.100.00 Hot-Tap Fittings. Without Mechanized Flange.* Catálogo Industrial.

HOT TAP. TECPESA. (2009). *Boletín 2009.100.00 Hot-Tap Fittings. Without Mechanized Flange.* Catálogo Industrial. (2009). *Boletín 2009.901.00 Hot-Tap Service.* Catálogo Industrial.

Hot Tapping. (s.d.). . Recuperado a partir de http://www.alstern-technologies.com/index_files/Hot_Tapping.htm.

BIBLIOGRAFÍA:

Hot tapping. (s.d.). . Recuperado a partir de]<http://www.lockwood.com.ar/hottapping.html>.

Hot Tappingand Plugging Solutions. (s.d.). . Recuperado a partir de <http://www.tdwilliamson.com/en/Pages/HotTappingandPluggingSolutions.aspx?gclid=CICyp-Si9KcCFYnd4Aod0g2DaQ>.

Hot_tap. (s.d.). . Recuperado a partir de http://www.teamindustrialservices.com/team_hot_tap/hot_tap.htm.

Ivanov, M. (1991). *Elementos de Máquinas*. Moscú: Editorial Vischaya Schkola.

Jorochoilov, V. (1988). *Teoría y tecnología del tratamiento térmico de los aceros*. La Habana: Enpes.

Lajtin, Y. (1973). *Metalografía y tratamiento térmico de los metales*. La Habana: Editorial MIR.

Malishev, A. (1987). *Tecnología de los metales*. Moscú: Editorial MIR.

Olsen, G. (1965). *Elements of Mechanics of materials*. La Habana: Editorial de la asociación de estudiantes de Ingeniería.

Oriol Guerra, J. M. (1988). *Máquinas de Transporte Continuo*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación.

Pisarenko, G. (1979). *Manual de Resistencia de Materiales*. Moscú: Editorial MIR.

Redflame. (s.d.). . Recuperado a partir de <http://www.redflame.ca/html/home.htm>.

Reshetov, D. (s.d.). *Elementos de Máquina*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación.

Shannley, F. (1971). *Mecánica de materiales*. United State: McGranw-Hill.

Shigley, J., & Mischke, C. R. (1997). *Diseño en Ingeniería Mecánica*. España: Editorial Mc Graw Hill.

Stankaimport. (1998). *Catálogo de Rodamiento GPZ*.

Stiopin, P. (1976). *Resistencia de materiales*. Moscú: Editorial MIR.



BIBLIOGRFÍA:

TECPESA. (2009). *Procedimiento operativo para operaciones de taladros en carga (Hot -Tap) Sobre tuberías de acero*. Catálogo Industrial.

V.S.Shubin, C. P. (1977). *Diseño de Maquinaria Industrial*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación.

Anexo: A

Anexo A

Tabla 3.1

SEC	h (mm)	AS (mm ²)	L _{MIN} (mm)	L _{MÁX} (mm)	D _{1MIN} (mm)	T _{1MIN} (N-m)	T _{1MÁX} (N-m)	Q _M (Kg/m)	V _{MÁX} (m/s)	L ₀ (mm)
0	6	47	400	2500	63	0	30	0,06	25	1350
A	8	81	530	4000	90	15	60	0,10	25	1700
B	10,5	138	1000	6300	125	50	150	0,18	25	2240
B	13,5	230	1800	10600	200	120	600	0,3	30	3750
Γ	19	476	3150	15000	315	450	2400	0,62	30	6000
Y0	8	56	630	3550	63	0	150	0,07	50	1600
YA	10	95	800	4500	90	90	400	0,12	50	2500
YB	13	158	1250	8000	140	300	2000	0,2	50	3550
YB	18	278	2000	8000	224	1500	-	0,37	50	5600

Tabla 3.2- Coeficiente de régimen de trabajo.

Carácter de la carga	Tipos de máquinas	Coeficiente K_d
Suave. Carga de arranque hasta 120% de la nominal.	Generadores eléctricos, ventiladores, bombas y compresores centrífugos, transportadores por cinta, máquinas de corte continuo: torno, taladradoras, rectificadoras.	1
Variaciones moderadas de la carga. Carga de arranque, hasta 150 % de la nominal.	Bombas y compresores de pistón con tres y más cilindros, transportadores por elementos de acero artículos, máquinas automáticas.	1.1
Variaciones notables de la carga. Carga de arranque hasta 200% de la nominal.	Mandos reversibles, máquinas cepilladoras y ranuradoras, bombas y compresores de pistón con uno o dos cilindros transportadores de rosca de rascador y elevadores, prensas de tornillo y excéntricos con volantes relativamente pesados.	1.25
Carga de choque y bruscamente inuniforme. Carga de arranque hasta 300% de la normal.	Elevadores, excavadoras, dragas, prensas de tornillo y excéntricas con volantes relativamente ligeros, molinos martillos	1.5 – 1.6

Tabla 3.3– Parámetros geométricos de las transmisiones por correa. (Eras, 2001)

Esquema de la transmisión				
Angulo abrazado por la correa sobre la polea pequeña	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{2A} 60^\circ + \frac{D_1 + D_p - 2E}{2A_p}$
Longitud geométrica de la correa (sin contar el tensado ni el pandeo)	$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{2A}$	$L = (A + A_p + C) + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8C} - \frac{E}{A_p} \left(\frac{D_1 + D_p}{2} \right) - \frac{E}{C} \left(\frac{D_2 + D_p}{2} \right)$

Tabla 3.4 – Valores del coeficiente que toma en cuenta la longitud de la correa.

(Eras, 2001)

Lp / Lo	0,5	0,66	0,8	1	1,2	1,4	1,6
Sección normal							
Cl	0,86	0,89	0,95	1	1,04	1,07	1,1
Sección estrecha							
Cl	0,89	0,91	0,96	1	1,03	1,06	1,08

Tabla 3.5 Potencia base para correas normales .

SEC.	D1 (mm)	No (KW) SEGÚN VELOCIDAD DE LA CORREA(m/s)					
		3	5	10	15	20	25
B	200	1,85	2,77	4,58	5,80	6,33	-
	224	2,08	3,15	5,53	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	< 250	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1

Tabla 3.6 Factor de corrección de torque. (V.I.Feodosiev, 1985)

SEC.	ΔTu PARA VALORES DE U							
	1,03 A 1,07	1,08 A 1,13	1,14 A 1,2	1,21 A 1,3	1,31 A 1,4	1,41 A 1,6	1,61 A 2,39	$\geq 2,4$
O	0,08	0,15	0,23	0,3	0,35	0,38	0,4	0,5
A	0,2	0,4	0,6	0,8	0,9	1	1,1	1,2
B	0,5	1,1	1,6	2,1	2,3	2,6	2,9	3,1
B	1,5	2,9	4,4	5,8	6,6	7,3	8	9
Г	5,2	10,3	15,5	21	23	26	28,4	31
YO	0,3	0,6	0,9	1,2	1,4	1,5	1,7	1,8
YA	0,7	1,4	2,1	2,8	3,1	3,5	3,8	4,2
YB	1,5	3	4,4	5,8	6,6	7,3	8	8,8
YB	3,5	7	10,5	14	16	17,6	19,4	21

Tabla 3.7 Coeficiente de la cantidad de correas (V.I.Feodosiev, 1985)

Z'	1	2 - 3	4 - 6	> 6
Cz	1	0,95	0,9	0,86

Tabla 3.8-Coeficiente de tensión y flexión

(V.I.Feodosiev,1985)

U	$(\sigma_{\theta} + \sigma_P + \sigma_V) / \sigma_{FL}$					
	0,5	1	1,5	2	2,5	3
1,2	1,56	1,46	1,35	1,3	1,27	1,25
1,4	1,82	1,7	1,6	1,5	1,47	1,4
1,6	1,9	1,82	1,7	1,62	1,53	1,5
1,8	1,95	1,9	1,82	1,72	1,66	1,58
2	2	1,93	1,86	1,75	1,7	1,63
3	2	1,95	1,93	1,9	1,83	1,75
4	2	1,96	1,95	1,93	1,9	1,82
5	2	1,97	1,96	1,94	1,91	1,84
6	2	2	2	1,95	1,93	1,87

Anexo: B

Anexo B

Tabla 3.1-Coeficiente de carga dinámica a contacto. (Eras, 2001)

Precisión de elaboración	Dureza	Velocidad periférica, m/s				
		2	4	6	8	10
6	< 350 HB	1,06 / 1,08	1,12 / 1,03	1,17 / 1,04	1,23 / 1,06	1,28 / 1,07
	> 350 HB	1,04 / 1,06	1,07 / 1,02	1,1 / 1,02	1,15 / 1,03	1,18 / 1,04
7	<350 HB	1,07 / 1,03	1,14 / 1,05	1,21 / 1,06	1,29 / 1,07	1,36 / 1,08
	> 350 HB	1,05 / 1,01	1,09 / 1,02	1,14 / 1,03	1,19 / 1,03	1,24 / 1,04
8	< 350 HB	1,08 / 1,02	1,16 / 1,04	1,24 / 1,06	1,32 / 1,07	1,4 / 1,08
	> 350 HB	1,06 / 1,01	1,1 / 1,02	1,16 / 1,03	1,22 / 1,04	1,26 / 1,05
9	< 350 HB	1,1 / 1,03	1,2 / 1,05	1,3 / 1,07	1,4 / 1,09	1,5 / 1,12
	> 350 HB	1,07 / 1,01	1,13 / 1,02	1,2 / 1,03	1,26 / 1,04	1,32 / 1,05

$K_{H\beta}$ - Coeficiente de concentración de carga.

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} \quad (b - \text{ancho del dentado}, d_1 - \text{diámetro del piñón}).$$

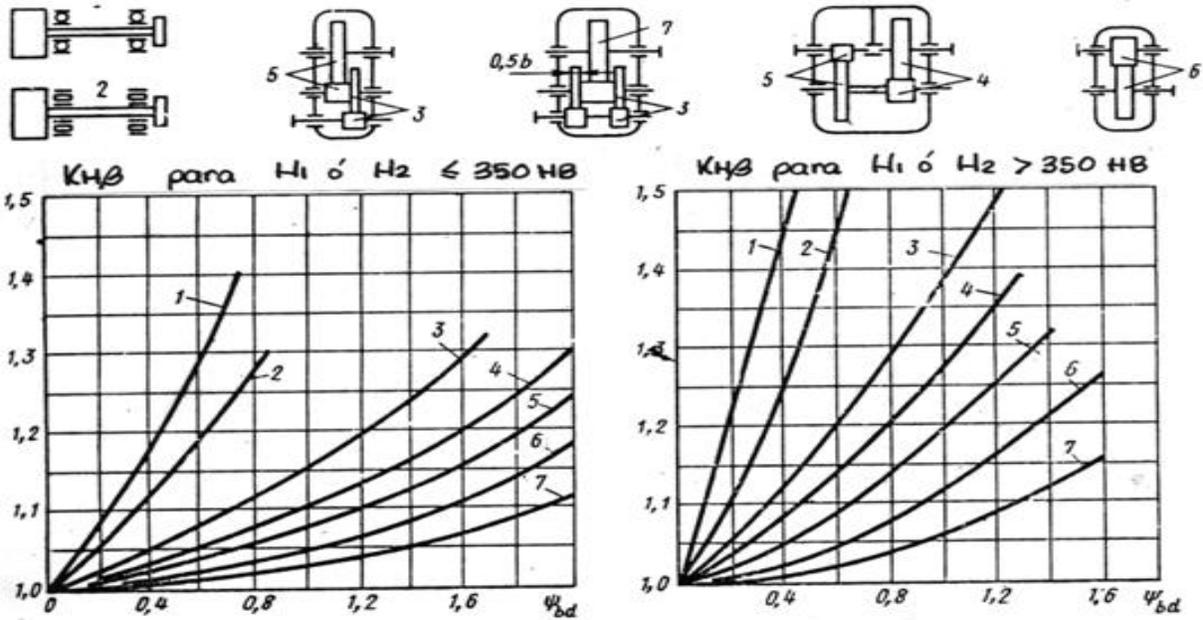


Figura 3.1-Coeficiente de concentración de la carga (Eras, 2001)

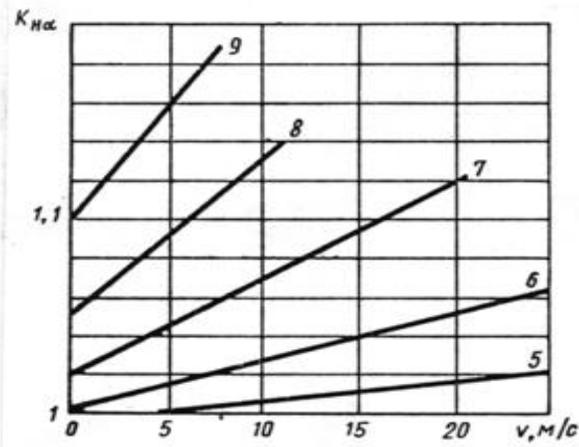


Figura 3.2 Coeficiente de régimen de trabajo (Eras, 2001)

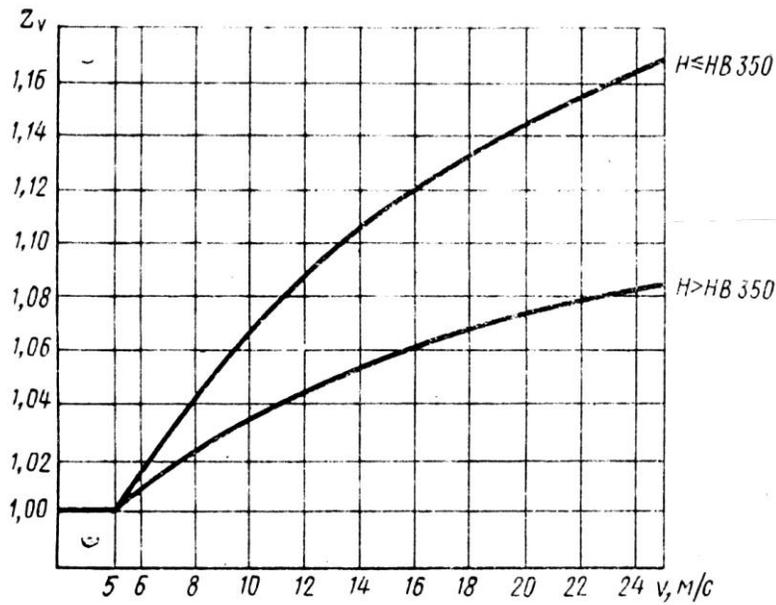


Figura 3.3 – Determinación del coeficiente de velocidad periférica. (Eras, 2001)

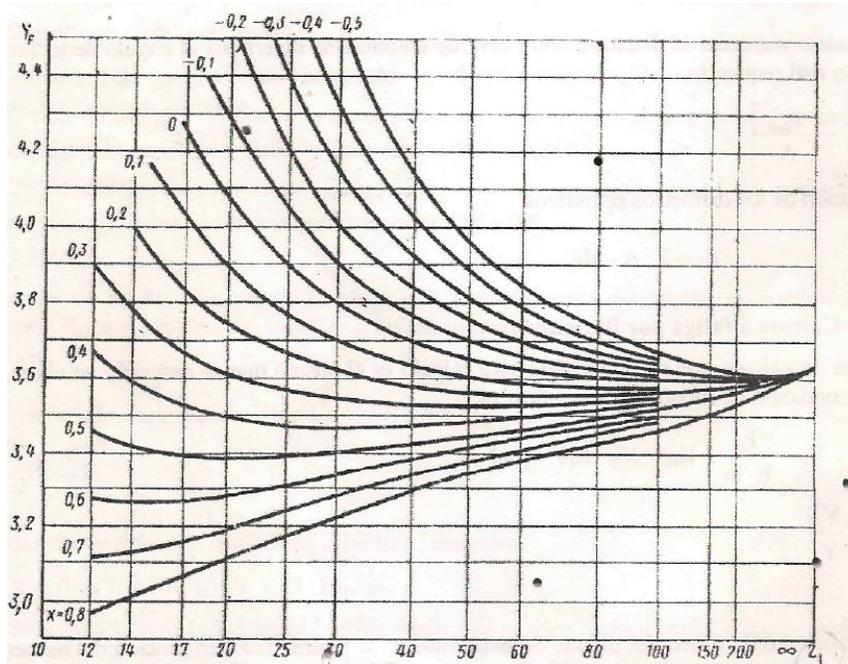


Figura 3.4 Determinación del coeficiente de forma de los dientes. (Eras, 2001)

Tabla 3.2 Coeficiente de anchura relativa (Eras, 2001)

Configuración de la transmisión	φ_{ba}
Engranajes de acero no templado y dispuestos asimétricamente	0,315 a 0,4
Engranajes de acero templado y dispuestos asimétricamente	0,25 a 0,315
Engranajes situados simétricamente respecto a los apoyos.	0,4 a 0,4

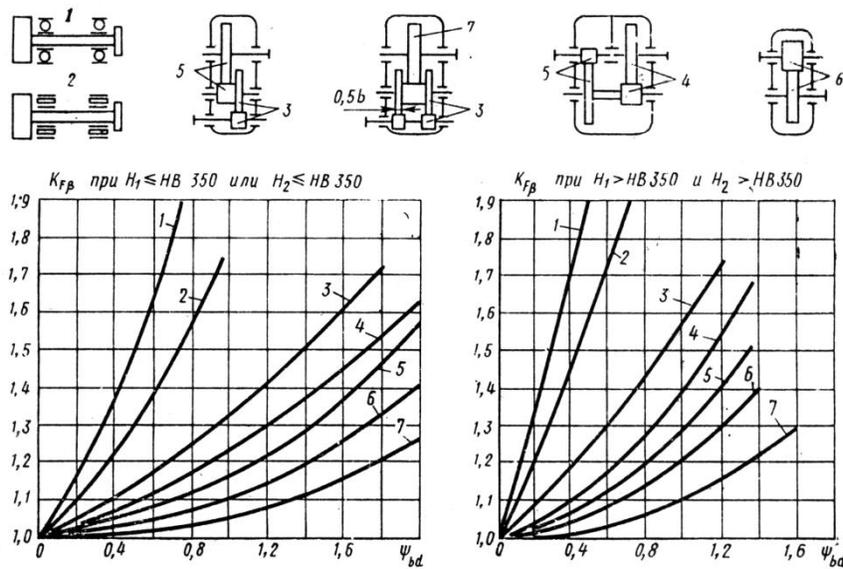


Figura 3.5 – Determinación del coeficiente de distribución de carga a la flexión.

(Eras, 2001)

Coeficientes de carga

Cojinetes	Angulo de contacto B	Carga relativa $\frac{A}{C_0}$	Cojinetes de una fila				Cojinetes de doble fila				e	
			$\frac{A}{K_a R} \leq e$		$\frac{A}{K_a R} > e$		$\frac{A}{K_a R} \leq e$		$\frac{A}{K_a R} > e$			
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y		
De bolas radiales	0	0,014				2,30					2,30	0,19
		0,028				1,99					1,99	0,22
		0,056				1,71					1,71	0,26
		0,084				1,55					1,55	0,28
		0,11	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56		1,45	0,30
		0,17				1,31					1,31	0,34
		0,28				1,15					1,15	0,38
		0,42				1,04					1,04	0,42
		0,56				1,00					1,00	0,44
De bolas radiales-axiales	-	0,014				1,81		2,08			2,94	0,30
		0,029				1,62		1,84			2,63	0,34
		0,057				1,46		1,69			2,37	0,37
		0,086				1,34		1,52			2,18	0,41
		0,11	1	0	0,46	1,22	1	1,39	0,74		1,98	0,45
		0,17				1,13		1,30			1,84	0,48
		0,29				1,04		1,20			1,69	0,52
		0,43				1,01		1,16			1,64	0,54
		0,57				1,00		1,16			1,62	0,54

Tabla 3.3 Coeficientes de cargas radiales X, axiales Y. (Eras, 2001)