



REPÚBLICA DE CUBA  
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR  
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO  
"Antonio Núñez Jiménez"  
FACULTAD DE METALURGIA ELECTROMECÁNICA  
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA.

# *Trabajo de Diploma*

*En opción al título de ingeniero mecánico*

*Propuesta de diseño de una máquina para el corte de ladrillos,  
perteneciente a la empresa (ECOPE) situada en la localidad de  
Centeno.*

*AUTOR: Félix González Bandera*

*TUTOR: M. Sc. Geovany Ruiz Martínez*

*Moa, 2012*

*"Año 54 de la Revolución"*



**Declaración de Autoridad:**

Yo: Félix González Bandera

Autor de este trabajo de diploma, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa Dr. Antonio Núñez Jiménez, el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

-----  
Félix González Bandera

-----  
Geovany Ruíz Martínez



## PENSAMIENTO

---

*“Todos poseemos más poderes de los que hemos soñado tener. Podemos hacer cosas que nunca imaginamos llegar a realizar. No existen limitaciones excepto las que tenemos en nuestras mentes que nos impiden hacerla. No piense que usted no puede. Piense que sí puede”.*

*Darwin Kingsley*

*“No puedo cambiar la dirección del viento, pero sí ajustar mis velas para llegar siempre a mi destino”.*

*Anónimo*



*Dedicatoria:*

*Dedico este trabajo a la obra de la Revolución Cubana que ha hecho posible que miles de jóvenes como yo hayan tenido la oportunidad de formarse como profesionales en el más esencial sentido del humanismo.*

*A mis padres Félix y Genobeba, que han sido baluartes inspiradores en mi formación como profesional y han luchado a mi lado todo este tiempo ayudándome para alcanzar el éxito.*

*A mis amistades y familiares que con su ayuda me alentaron a continuar mis estudios y formación de lo que soy.*



*Agradecimientos:*

*A todos mis profesores por los conocimientos transmitidos durante el desempeño de mi carrera.*

*A mi tutor MsC. Geovany Ruíz Martínez, por confiar en mí en la realización de este trabajo, a todos los profesores, a Marbelis Lamorú Urgelles, MsC Tomás Fernández Columbié.*

*A mis familiares que me apoyaron en los momentos de mi vida en que más lo necesitaba.*

*A mis amigos que siempre creyeron en mí.*

*A, Félix Labañino, Gilberto, Oscar, Fidel, Yúnior, Antonio.*

*A los que de una forma u otra me apoyaron y ayudaron en la realización de este trabajo.*

*A mi novia Yinet Sánchez Chávez quien me alentó con cariño y ternura en los momentos más difíciles de esta contienda.*

*A la revolución, por darme la oportunidad de convertirme en profesional.*

*A todos*

*Muchas Gracias.*



## Resumen

Este trabajo tiene como objetivo realizar la propuesta del diseño para una cortadora de ladrillos del taller de producción de ladrillos (ECOPP) el tejar, Moa. Se valoró el sistema de transmisión actual perteneciente a la conformadora de ladrillos donde se acopla dicha cortadora, además del cálculo de los ejes de cada equipo.

Para dar cumplimiento al objetivo propuesto se propuso una metodología de cálculo, con la cual se valoraron las condiciones de resistencia de cada eje perteneciente a la conformadora de ladrillos en las condiciones actuales de trabajo, y la metodología de cálculo de los parámetros de la cortadora para su buen uso y funcionamiento.

Se analiza el costo de fabricación de la cortadora de ladrillos, así como la valoración económica de esta.



## Abstract

This work aims to make the proposed design for a brick cutter brick production workshop (ECOPP) the tile, Moa. We evaluated the current transmission system pertaining to the forming of bricks where it engages said cutter, besides calculation of the axes of each equipment.

To comply with the proposed objective, proposed a methodology of calculation, which evaluated the conditions of resistance of each axis belonging to the forming of bricks in the current working conditions, and the methodology for calculating the parameters of the cutter to proper use and operation.

We analyze the cost of manufacturing the cutting of bricks, and the economic valuation of this.

**ÍNDICE**

<b>Capítulo 1: Marco teórico Metodológico</b> .....	XII
1.1 Introducción .....	XII
1.2 El término diseño .....	XII
1.2.1 El diseño en ingeniería mecánica .....	XII
1.2.2 Fases del diseño.....	XIII
1.2.3 Consideraciones o factores de diseño .....	XIII
1.3 Localización del taller de construcción de ladrillos .....	XIV
1.4. Conformado del ladrillo .....	XV
1.5 Tipos de cortadoras de ladrillos .....	XV
1.6 Transmisiones por engranajes.....	XVI
1.6.1 Tipos de engranajes .....	XVII
1.6.2 Clasificación de los engranajes según la disposición de los ejes en el espacio .....	XVII
1.7 Diseño de un sistema de transmisión por engranajes de dientes rectos.....	XVIII
1.8 Características de los árboles y ejes .....	XVIII
1.8.1 Árbol como elemento de máquina .....	XIX
1.8.2 Los árboles como componentes mecánicos de la máquina conformadora de ladrillos.....	XIX
1.8.2.1 Transmisión .....	XIX
1.8.2.2 Guía .....	XIX
1.9 Tipos de árboles .....	XX
1.10 Características de los cojinetes de deslizamiento .....	XX
1.10.1 Función de los lubricantes.....	XXIV
1.10.2 Selección de los materiales para los cojinetes .....	XXIV
1.11 Características del tipo de material a utilizar .....	XXVI
1.11.1 Características del acero AISI 3140.....	XXVI
1.11.2 Principales fallas de los engranajes, características y causas.....	XXVI
1.11.2.1 Factor de Seguridad de los engranes .....	XXVII
1.11.2.2 Desgaste y defectación de la pieza .....	XXVIII
1.12 Factores más comunes que provocan el desgaste y la rotura de las piezas .....	XXIX
1.12.1 Fricción .....	XXIX
1.12.2 Corrosión y temperatura .....	XXIX
1.12.3 Fatiga.....	XXX
1.13 Comportamiento Térmico .....	XXX
1.13.1 Comportamiento a la abrasión y fricción.....	XXX
1.13.2 Fatiga por ciclo térmico, ablandamiento parcial o global del diente.....	XXXI
1.14 Características de las mezclas de arcillas de la región de Centeno.....	XXXI
1.14.1. Composición molecular de la arcilla.....	XXXIII
1.14.2 Los minerales arcillosos se clasifican por su estructura en: .....	XXXIV
1.15 Conclusiones parciales del capítulo 1 .....	XXXIV
<b>CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS</b> .....	XXXV
2.1 Introducción.....	XXXV
2.2 Factores a tener en cuenta en la elección del diseño .....	XXXV
2.3 Características de los materiales usados en el diseño de ruedas dentadas .....	XXXV



2.3.1 Material de la pieza .....	XXXVI
2.3.2 Material para la fabricación de la herramienta de corte de la cortadora de ladrillos .....	XXXVII
2.4 Metodología de diseño .....	XXXVII
2.5 Análisis cinemático y dinámico.....	XXXVIII
2.5.1 Relación de transmisión en el primer par de engranajes .....	XXXVIII
2.5.2 Relación de transmisión total .....	XXXIX
2.5.3 Potencia de la máquina.....	XXXIX
2.5.4 Rendimiento Total .....	XXXIX
2.5.5 Rendimiento del reductor .....	XXXIX
2.6 Cálculo de diseño de los elementos principales de la conformadora de ladrillos para los engranajes rectos. ....	XXXIX
2.6.1 La tensión admisible por contacto $[σ_c]$ durante el trabajo prolongado y con diámetro $d_a \leq 700$ mm se obtiene por la siguiente ecuación: .....	XLI
2.6.2 Momento torsor .....	XLI
2.6.3 Determinación de la tensión a tracción .....	XLII
2.6.4 Módulo normal .....	<b>¡Error! Marcador no definido.</b>
2.6.5 Diámetro de la circunferencia primitiva ( $d_w$ ) .....	XLV
2.6.6 Diámetro de la circunferencia exterior del piñón y la rueda.....	XLV
2.7 Tren de engranajes compuesto.....	XLVII
2.7.1 Cálculo de la relación de transmisión (tren de engranajes compuesto).....	XLVII
2.7.2 La relación entre las velocidades .....	XLVII
2.8 Metodología para el cálculo de diseño de los árboles de la maquina conformadora de ladrillos y la cortadora de ladrillos .....	XLVIII
2.8.1 Cálculo preliminar del árbol.....	XLVIII
2.8.2 Cálculo aproximado o de proyecto.....	XLIX
2.8.3 Cálculo del momento flector resultante .....	XLIX
2.8.4 Cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa .....	L
2.9 Cálculo de las uniones por chavetas y árboles estriados.....	LI
2.9.1 La longitud de la chaveta en función del momento teniendo en cuenta las tensiones al aplastamiento será:.....	LII
2.9.2 La longitud de la chaveta teniendo en cuenta las tensiones de cizallamiento será: .....	LII
2.10 Propuesta del mantenimiento para el equipo de fabricación de ladrillos.....	LII
2.10.1 Metodología de mantenimiento para la el equipo de fabricación de ladrillos .....	LIII
2.11 Costos de fabricación.....	LIII
2.11.1- Costo de maquinado .....	LIII
2.12 Conclusiones parciales del capítulo 2 .....	LIV
<b>CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS .....</b>	<b>LV</b>
3.1 Introducción .....	LV
3.2 Tratamiento térmico al material AISI 3140.....	LV
3.3 Resultados obtenidos en el análisis cinemático y dinámico.....	LV
3.3.1 Relación de transmisión en la cortadora de ladrillos.....	LVI
3.3.2 Determinación de la potencia de la máquina .....	LVI
3.3.3 Relación de transmisión total.....	LVI



3.4 Análisis del cálculo de diseño de los principales elementos de la conformadora de ladrillos para los engranajes rectos ..... LVI

3.5 Determinación de la tensión a la tracción .....LVII

3.5.1 Análisis condición de resistencia para el eje 7 en la cortadora de ladrillos .....LVII

3.5.2 Análisis condición de resistencia para el eje 8 en la cortadora de ladrillos .....LVIII

3.5.3 Resultado preliminar del módulo normal..... LVIII

3.5.4 Módulo normal cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de capacidad de trabajo .....LVIII

3.6 Análisis de los resultados principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes rectos ..... LIX

3.7 Resultados de la metodología de cálculo para el rediseño de los árboles de la conformadora de ladrillos..... LXI

3.7.1 Resultados de la metodología de cálculo del diseño de los árboles en la cortadora de ladrillos ..... LXI

3.8 Análisis resultado del cálculo de las uniones por chavetas ..... LXII

3.9 Propuesta del mantenimiento para el equipo de fabricación de ladrillosLXIII

3.10 Análisis del costo de fabricación de la pieza..... LXIII

3.11 Valoración económica..... LXIV

3.12 Impacto ambiental del conjunto ..... LXV

3.12.1 Principales indicadores contaminantes ..... LXV

3.13 Conclusiones parciales del Capítulo 3 ..... LXVI

**Conclusiones Generales**.....54

**Recomendaciones**.....55

**Bibliografía**.....56

**Anexos**



## **Introducción**

El objeto de la ingeniería es proveer a la sociedad de los requisitos que la civilización contemporánea exige. Es el camino por el que los recursos naturales se transforman en satisfactores sociales. A la ingeniería no le concierne el análisis de los fenómenos naturales y el establecimiento de modelos matemáticos para los mismos, lo cual es labor de la ciencia pura, sino su aplicación en la consecución de una meta definida, sea esta una máquina, un dispositivo eléctrico o electrónico, una carretera o cualquier otro bien.

El mecanismo por el cual una necesidad se convierte en una solución real y funcional se conoce como diseño. En otras palabras, el diseño es la formulación de un plan, método o esquema para transformar una necesidad en un dispositivo capaz de satisfacerla de la mejor forma posible.

La capacidad del ingeniero para el diseño es vital, y dentro de ello, el conocimiento de los materiales de diseño, el estudio del diseño de los elementos de maquinas, y el diseño de recipientes a presión, visto desde su perspectiva más realista resulta en un excelente medio para acrecentar esa capacidad, que será fundamental para poder abordar posteriormente situaciones reales.

En los momentos actuales para el desarrollo económico del país se requiere de un incremento productivo en la producción de ladrillos en nuestra empresa estatal socialista, para la conducción de viviendas, basado en la puesta en explotación de modo racional de todos los equipos con que se cuentan.

Por las razones antes expuestas en este trabajo de tesis en opción al título de ingeniero mecánico se realizará un análisis del punto inicial de la producción, específicamente de la cortadora de ladrillos, y los elementos principales de máquina conformadora de ladrillos.



## **Introducción**

El objeto de la ingeniería es proveer a la sociedad de los requisitos que la civilización contemporánea exige. Es el camino por el que los recursos naturales se transforman en satisfactores sociales. A la ingeniería no le concierne el análisis de los fenómenos naturales y el establecimiento de modelos matemáticos para los mismos, lo cual es labor de la ciencia pura, sino su aplicación en la consecución de una meta definida, sea esta una máquina, un dispositivo eléctrico o electrónico, una carretera o cualquier otro bien.

El mecanismo por el cual una necesidad se convierte en una solución real y funcional se conoce como diseño. En otras palabras, el diseño es la formulación de un plan, método o esquema para transformar una necesidad en un dispositivo capaz de satisfacerla de la mejor forma posible.

La capacidad del ingeniero para el diseño es vital, y dentro de ello, el conocimiento de los materiales de diseño, el estudio del diseño de los elementos de maquinas, y el diseño de recipientes a presión, visto desde su perspectiva más realista resulta en un excelente medio para acrecentar esa capacidad, que será fundamental para poder abordar posteriormente situaciones reales.

En los momentos actuales para el desarrollo económico del país se requiere de un incremento productivo en la producción de ladrillos en nuestra empresa estatal socialista, para la conducción de viviendas, basado en la puesta en explotación de modo racional de todos los equipos con que se cuentan.

Por las razones antes expuestas en este trabajo de tesis en opción al título de ingeniero mecánico se realizará un análisis del punto inicial de la producción, específicamente de la cortadora de ladrillos, y los elementos principales de máquina conformadora de ladrillos.

### **Situación problemática:**

En la fábrica de ladrillos de construcción de la empresa (ECOPP), de la localidad de Centeno no existe una cortadora de ladrillos, que facilite el trabajo en el taller, además de que no hay elementos básicos sobre el estudio del sistema de engranaje de la máquina conformadora de ladrillos, como no hay elementos que reúna las características para la realización de este trabajo.



**Problema:**

No existe un mecanismo que facilite el corte de ladrillos en la fábrica de estos materiales en la localidad de Centeno.

**Hipótesis:**

Si se realiza un rediseño del sistema de engranaje para la máquina conformadora de ladrillos, y si acopla un mecanismo de corte, se garantizará mayores niveles de producción y seguridad de los trabajadores.

**Objetivo:**

Propuesta de diseño de una cortadora de ladrillos que proporcione seguridad en el manejo y adaptabilidad a una amplia variedad de ladrillos. Además de rediseñar el sistema de engranaje de la máquina conformadora de ladrillos.

**Objetivos específicos**

- ✓ Seleccionar los elementos apropiados para el diseño de una cortadora de ladrillos,
- ✓ Rediseñar un sistema de engranaje que garantice el buen funcionamiento de la máquina conformadora de ladrillos.

**Tareas del trabajo:**

- ✓ Realización de búsqueda bibliográfica sobre la temática,
- ✓ Aplicación de la metodología de cálculo para el rediseño del sistema de engranaje para la máquina conformadora de ladrillo,
- ✓ Determinación de los parámetros, para la propuesta de un diseño de una cortadora de ladrillo,
- ✓ Valoración económica e impacto ambiental.

## CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO METODOLÓGICO

### 1.1 Introducción

El origen del ladrillo y su utilidad en la historia de la humanidad es uno de los descubrimientos más significativo en la historia del hombre ya que el ladrillo constituye el principal material utilizado por el hombre para la construcción de sus viviendas. Cuando se hace un estudio es de vital importancia conocer hasta dónde ha llegado la humanidad en la temática analizada, ello permitirá aprovechar de manera eficiente los conocimientos heredados generación tras generación, evitando así arribar a conclusiones erróneas según nuestros puntos de vista de hechos y cuestiones analizadas por otros autores.

A continuación se realizará un análisis de los distintos aspectos relacionados con las cortadoras de ladrillos y los sistemas de engranajes, donde se consultaran varias bibliografías, con la finalidad de disponer de los elementos básicos y las tendencias actuales que resulten esenciales para el correcto desarrollo del trabajo.

Este capítulo tiene como **objetivo**:

✓ Establecer los fundamentos teóricos necesarios de la temática abordada, realizando una revisión bibliográfica que permita la orientación del trabajo, además de definir los aspectos teóricos que permitirán llevar a vías de hecho la propuesta de investigación.

### 1.2 El término diseño

La primera definición de diseño que debemos conocer es la del International Council of Societies of Industrial Design (I.C.S.I.D.); desde 1959 define el diseño como: "El arte de imaginar y crear cosas útiles capaces de satisfacer necesidades, manifiestas o latentes, del individuo de la comunidad".

Existen varios tipos de diseños, dentro de estos se encuentra el diseño en la ingeniería.

#### 1.2.1 El diseño en ingeniería mecánica

El diseño mecánico es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica; piezas, estructuras, mecanismos, máquinas y dispositivos e instrumentos diversos. En su mayor parte, el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, las ciencias de uso materiales y las ciencias mecánicas aplicadas a la ingeniería.

El diseño de ingeniería mecánica incluye el diseño mecánico, pero es un estudio de mayor amplitud que abarca todas las disciplinas de la ingeniería mecánica, incluso las ciencias

térmicas y de los fluidos. A parte de las ciencias fundamentales se requieren, las bases del diseño de ingeniería mecánica son las mismas que las del diseño mecánico y, por, consiguiente, éste es el enfoque que se utilizará en el presente texto, (Icograda, 2004)

### **1.2.2 Fases del diseño**

A menudo se describe el proceso total de diseño desde que empieza hasta que termina. Principia con la identificación de una necesidad y con una decisión de hacer algo al respecto. Después de muchas iteraciones, el proceso finaliza con la presentación de los planes para satisfacer tal necesidad. En las secciones siguientes se examinarán en detalle estos pasos del proceso de diseño.

Hay una diferencia bien clara entre el planteamiento de la necesidad y las definiciones del problema que sigue a dicha expresión, el problema es más específico. Por ejemplo, en una empresa de fabricación de ladrillos donde se realiza el corte de los mismos manualmente, entonces, la necesidad es tener una cortadora de ladrillos para obtener una mayor limpieza en la producción de ladrillos, el problema consistirá en que no existe un mecanismo que facilite el corte de ladrillos en la fábrica productora de los mismos, (Frascara, 2000).

Una vez que se han definido el problema y obtenido un conjunto de especificaciones implícitas, formuladas por escrito, el siguiente paso en el diseño que es la síntesis de una solución óptima. Ahora bien, esta síntesis no podrá efectuarse antes de hacer el análisis y la optimización, puesto que se debe analizar el sistema a diseñar, para determinar si su funcionamiento cumplirá las especificaciones. Dicho análisis podría revelar que el sistema no es óptimo. Si el diseño no resultase satisfactorio en una de dichas pruebas o en ambas, el procedimiento de síntesis deberá iniciarse otra vez. Se ha indicado, y se reiterará sucesivamente, que el diseño es un proceso iterativo en el que se pasa por varias etapas, se evalúan los resultados y luego se vuelve a una fase anterior del proceso, (Frascara, 2000).

En esta forma es posible sintetizar varios componentes de un sistema, analizarlos y optimizarlos para, después, volver a la fase de síntesis y ver qué efecto tiene sobre las demás partes del sistema. Para el análisis y la optimización se requiere que se ideen o imaginen modelos abstractos del sistema que admitan alguna forma de análisis matemático. Tales modelos que reproduzcan lo mejor posible el sistema físico real, (Frascara, 2000).

### **1.2.3 Consideraciones o factores de diseño**



A veces, la resistencia de un elemento es muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento, en tal caso se dice que la resistencia es un factor importante de diseño.

La expresión factor de diseño significa alguna característica o consideración que influye en el diseño de algún elemento o, quizás, en todo el sistema. Por lo general se tiene que tomar en cuenta, varios de esos factores en un caso de diseño determinado. En ocasiones, alguno de esos factores será crítico y, si se satisfacen sus condiciones, ya no será necesario considerar los demás. Por ejemplo, suelen tenerse en cuenta los factores siguientes:

- ✓ Resistencia,
- ✓ Confiabilidad,
- ✓ Condiciones térmicas,
- ✓ Corrosión,
- ✓ Desgaste,
- ✓ Fricción o rozamiento,
- ✓ Costo,
- ✓ Seguridad,
- ✓ Flexibilidad,
- ✓ Control,
- ✓ Rigidez,
- ✓ Lubricación,
- ✓ Mantenimiento.

Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o procesos de fabricación o bien, a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema, (Sánchez, 2001).

### **1.3 Localización del taller de construcción de ladrillos**

La ladrillera se concentra en el sur del municipio, en la localidad de Centeno, debido a la presencia de abundante canteras de arcilla utilizada como materia prima principal. El sector ladrillero está conformado por unos 10 productores, siendo la gran mayoría artesanales, con niveles de asociatividad muy incipientes. El sector genera unos 20 puestos de trabajo (entre permanentes y eventuales).

#### 1.4. Conformado del ladrillo

Para moldear los ladrillos se usan tres máquinas: En la primera se hace pasar la masa remojada a través de una placa con orificios, obteniéndose una pasta peletizada, que tiene la virtud de dar mejor homogeneidad a la humedad y también un mejor amasado. A continuación en la segunda máquina, la mezcla se pasan por una extrusora, con la que se obtiene en forma continua un cuerpo prismático, que luego será cortado en la siguiente máquina cortadora, obteniéndose de esta manera los ladrillos que posteriormente serán secados a la intemperie o bajo techo.

**Para ejercer este corte de ladrillo se tienen en cuentas las cortadoras de cerámicos y ladrillos.**

#### 1.5 Tipos de cortadoras de ladrillos

- ✓ Cortadora de ladrillos, de las constituidas por una base provista de una escala y que presenta en un extremo una protuberancia y en otro extremo una pieza de ensambladura con un agujero para eje, un brazo giratorio entre cuyos extremos se conforma una asa en forma de arco presentando en un extremo un agujero y en otro extremo un cabezal provisto en su parte superior de un agujero y en su parte inferior una pieza receptora, un fijador deslizable provisto de una placa de sujeción y piezas orientadoras, y un cincel constituido por una parte inferior afilada y un mango, caracterizada porque la base se conecta al brazo giratorio por uno de los extremos uniendo el agujero del brazo giratorio con la ensambladura y el agujero de la base a través de un remache, y en el extremo opuesto la pieza receptora del cabezal del brazo giratorio mediante una ranura recibe la protuberancia de la base, siendo capaz el brazo giratorio de girar en relación a la base; (Salazar, 2007),
- ✓ Cortadora de ladrillos, según la reivindicación, caracterizada porque entre el brazo giratorio y la base, se dispone un muelle que puede variar de posición, permitiendo que el brazo giratorio y la base estén separados y un extremo del brazo giratorio colinde con la base para limitar el ángulo entre ambos, o que el brazo giratorio sea arrastrado hacia la base.
- ✓ Cortadora de ladrillos, según la reivindicación, caracterizada porque el agujero del cabezal del brazo giratorio es atravesado por el mango del cincel y une el cabezal el brazo giratorio con el cincel.
- ✓ Cortadora de ladrillos, según la reivindicación, caracterizada porque al mango del cincel se fija un regulador de ángulo dividido en dos partes semicirculares provistas de clavijas de

unión que se insertan en unos huecos que tiene el mango del cincel, siendo recibido de forma rotatoria en el agujero del cabezal del brazo giratorio.

✓ Cortadora de ladrillos, según las reivindicaciones, caracterizada porque al cabezal del brazo giratorio se une una tapa provista de un indicador de ángulo y un agujero que permite el paso del mango del cincel cubriendo el agujero del cabezal para retener el regulador de ángulo y que solo pueda rotar en relación con la base,

✓ Cortadora de ladrillos, según las reivindicaciones, caracterizada porque para evitar que el regulador de ángulo gire en relación al cabezal del brazo giratorio, en dicho cabezal se dispone una primera pieza de posicionamiento que consta de una lengüeta y una pieza de presión y entre ambas un agujero, disponiéndose un muelle entre la pieza de presión y el cabezal,

✓ Cortadora de ladrillos, según la reivindicación, caracterizada porque el fijador deslizable se une por deslizamiento a al menos una de las barras de la base y la placa de sujeción del fijador deslizable se extiende hacia abajo desde dicho fijador deslizable, (Salazar, 2007).

Para poder acoplar una cortadora de ladrillo es necesario saber el tiempo determinado en que se realiza la salida del ladrillo, por lo que se hace necesario realizar un rediseño del sistema de engranaje de dientes rectos, para esto tenemos las siguientes búsquedas bibliográficas.

### 1.6 Transmisiones por engranajes

Un engranaje es un mecanismo de transmisión formado por ruedas dentadas que giran alrededor de ejes cuya posición relativa es fija. Los engranajes consiguen que la transmisión de movimiento de un eje a otro se realice con velocidad constante y sin deslizamiento de una rueda con la otra. La rueda de menor número de dientes se denomina piñón, y la de mayor se denomina corona (o simplemente, rueda); (González, 2001).



Figura1.2 Representación esquemática de los engranajes

### 1.6.1 Tipos de engranajes

De las numerosas formas de clasificar los engranajes, quizás la más empleada sea la que corresponda a la disposición espacial que presentan los ejes geométricos de rotación de las ruedas, pues es muy fácil apreciar el arreglo para el montaje que presentan los árboles que soportan las ruedas dentadas y de esta forma realizar la agrupación de los engranajes para su estudio, (Gonzalo González, 2001).

### 1.6.2 Clasificación de los engranajes según la disposición de los ejes en el espacio

#### Ejes paralelos.

- ✓ Engranajes de ruedas cilíndricas con dientes rectos,
- ✓ Engranajes de ruedas cilíndricas con dientes helicoidales,
- ✓ Engranajes de ruedas cilíndricas con dientes bihelicoidales,
- ✓ Engranajes de ruedas elípticas,
- ✓ Engranajes de linterna,
- ✓ Engranajes beveloide.

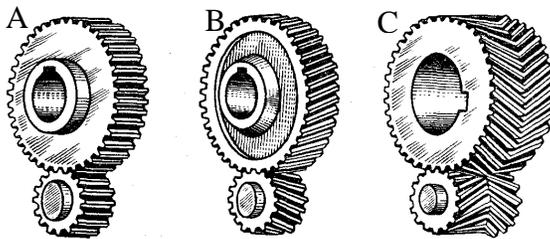


Figura. 2 Transmisiones cilíndricas

A.- de dientes rectos.

B.- de dientes oblicuos.

C.- de dientes bihelicoidales.

#### Ejes concurrentes.

- ✓ Engranajes de ruedas cónicas con dientes rectos,
- ✓ Engranajes de ruedas cónicas con dientes tangenciales,
- ✓ Engranajes de ruedas cónicas con dientes circulares,
- ✓ Engranajes de ruedas cónicas con dientes cicloidaes,

- ✓ Engranajes de ruedas cónicas con dientes evolventes,
- ✓ Engranajes de ruedas cónicas con dientes bihelicoidales,
- ✓ Engranajes de rueda cónica plana y rueda cilíndrica,
- ✓ Ejes cruzados,
- ✓ Engranajes helicoidales,
- ✓ Engranajes de tornillo sinfín cilíndrico,
- ✓ Engranajes de tornillo sinfín globoidal,
- ✓ Engranajes hipoidales,

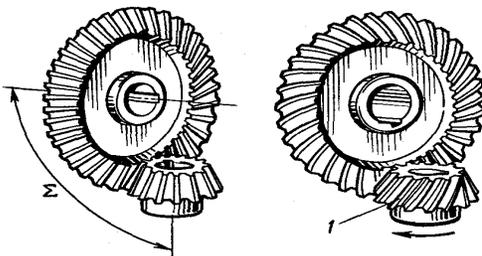


Figura. 3 Transmisiones cónicas

A- De dientes rectos ortogonal.

B- De dientes curvos

### 1.7 Diseño de un sistema de transmisión por engranajes de dientes rectos

Este tipo de transmisión, son de gran aplicación en la industria. Los engranajes son sistemas mecánicos que transmiten el movimiento de rotación desde un eje hasta otro mediante el contacto sucesivo de pequeñas levas denominadas dientes.

Los dientes de una rueda dentada pueden ser cilíndricos o helicoidales. El diseño y fabricación de estos elementos es algo verdaderamente notable, y su importancia radica en que son elementos de máquina de uso muy frecuente y extenso y no se advierte lo complicado que puede llegar a ser su análisis y correcto diseño; (Ramírez, 2008; Diseño de un sistema de transmisión por engranajes de dientes rectos)

### 1.8 Características de los árboles y ejes

En la máquina conformadora de ladrillos unos de los elementos fundamentales en esta, son los árboles y ejes.

Un árbol es un elemento de una máquina, cilíndrico o no, sobre el que se montan diferentes piezas mecánicas. Los árboles (también llamados árboles de transmisión) giran siempre junto con los órganos soportados. Son elementos que transmiten potencia y están sometidos a esfuerzos de torsión. Los árboles pueden ser de perfil liso o estriado, dependiendo del momento de giro a transmitir, (Reshetov, 1985).

### **1.8.1 Árbol como elemento de máquina**

Los árboles son los elementos destinados a transmitir el movimiento de torsión a lo largo de su eje y a sostener las piezas giratorias de las máquinas. Los árboles rectos siempre tienen forma de cuerpo de rotación. Los árboles giran en cojinetes, montados generalmente en cajas de apoyo o chumaceras. Ya que la transmisión de los elementos de torsión está relacionada con la aparición de fuerzas que se transmiten a los árboles. (Reshetov, 1985)

### **1.8.2 Los árboles como componentes mecánicos de la máquina conformadora de ladrillos**

Los árboles son componentes del mecanismo de la máquina conformadora de ladrillos. Los árboles mantienen la posición relativa de las ruedas entre sí. En la mayoría de las máquinas, las ruedas son la única que están en contacto directo con los árboles deben soportar el peso de su carga y su carga adicional, junto con otros esfuerzos como las fuerzas de axial, radial y tangencial. Además del objetivo de componente estructural, los árboles deben cumplir con una o más de las siguientes funciones dependiendo del diseño de la máquina conformadora de ladrillos, (Reshetov, 1985).

#### **1.8.2.1 Transmisión**

Incorrectamente llamando eje al árbol de transmisión, donde uno o más árboles deben formar parte del sistema de transmisión. Un sistema mecánico ejerce un momento o par motor sobre el árbol que, con la reacción del apoyo del árbol, da lugar a un momento de fuerzas sobre el árbol que es transferido hacia las ruedas.

#### **1.8.2.2 Guía**

El árbol de una rueda debe además guiar la rueda para que no se desplace axialmente, así como que no gire involuntariamente respecto a un árbol perpendicular al árbol de giro.

## 1.9 Tipos de árboles

Debido a las diferentes necesidades de cada transmisión en diferentes aplicaciones, existen una variedad de árboles que se adecuan a dichas necesidades:

**Lisos:** Exteriormente tienen una forma perfectamente cilíndrica, pudiendo variar la posición de apoyos, cojinetes, etc. Este tipo de árboles se utilizan cuando ocurre una torsión media.

**Escalonado:** A lo largo de su longitud presenta varios diámetros en base a que soporta diferentes momentos torsores y al igual que el anterior, se utiliza para la situación en que ocurran unas tensiones de torsión media haciéndoles los más utilizados.

**Ranurado o con talladuras especiales:** Presenta exteriormente ranuras siendo también de pequeña longitud dicho árbol. Se emplean estos árboles para transmitir momentos torsores elevados.

**Hueco:** Se emplea por su menor inercia y por permitir el paso a su través de otro árbol macizo. El interés radica en que las tensiones debidas al momento torsor son decrecientes al acercarnos al centro del árbol.

**Acodado:** Se emplean siempre que se quiera transformar en una máquina el movimiento alternativo en movimiento giratorio y viceversa. Se pueden presentar momentos torsores importantes en algunos tramos. Se diferencia del resto de los árboles debido a su forma ya que no sigue una línea recta sino de forma cigüeña, (Reshetov, 1985).

## 1.10 Características de los cojinetes de deslizamiento

Analizar, diseñar y seleccionar un cojinete, tomando en cuenta los diferentes factores que intervienen en la lubricación, como viscosidad, temperatura, espesor de la película, excentricidad del eje y presión máxima de la película de aceite, el hombre se ha preocupado por la pérdida de potencia en las máquinas y el desgaste de las piezas en movimiento relativo. Pero aún hoy, en la actualidad, la investigación de estos fenómenos por su complejidad multifactorial tiene gran vigencia, (G. González, 2006).

En nuestro curso será abordado sobre las características de los cojinetes de deslizamiento o de contacto plano, como elementos de máquinas que se emplean para guiar árboles y ejes, permitiendo que giren las piezas libremente y soportando las cargas que actúan sobre éstos.

A diferencia de los cojinetes de rodamiento, que trabajan con fricción por rodadura, los cojinetes de contacto plano trabajan con fricción por deslizamiento. Por eso las pérdidas por fricción para los cojinetes de deslizamiento, que trabajan con frecuentes arranques y paradas o en régimen de lubricación límite o semi-límite, son mayores que las de los rodamientos.



Figura. 4 Cojinete de deslizamiento en su chumacera

G. González, (2006), plantea que no obstante el inconveniente asociado con las pérdidas por rozamiento, el campo de aplicación de los cojinetes de deslizamiento es amplio. Ellos pueden ser empleados:

- ✓ Para guiar árboles con elevada precisión;
- ✓ En máquinas con vibraciones, fuertes sacudidas o golpes, como las prensas;
- ✓ Para trabajar en medios agresivos, por ejemplo el agua salada;
- ✓ Donde no puedan existir elementos contaminantes, como la industria farmacéutica o la industria de alimentos;
- ✓ En apoyos de árboles acodados, ej. los cigüeñales;
- ✓ En árboles rápidos, ya que la vida útil de estos cojinetes no depende totalmente del número de ciclos de carga;
- ✓ En árboles extrapesados, donde colocar un rodamiento sería caro, ya que debe fabricarse a pedido;
- ✓ Para mecanismos de marcha lenta y poca responsabilidad;
- ✓ En montajes con dimensiones diametrales muy pequeñas.

Debe ser señalado que, con relación a los rodamientos, los cojinetes de deslizamiento necesitan mayores dimensiones longitudinales para lograr capacidades de carga semejantes. Además los cojinetes de deslizamiento presentan aumentos progresivos de las holguras debido al desgaste por lo que requieren de un cuidadoso diseño y en ocasiones de complejos sistemas de lubricación, para garantizar un correcto funcionamiento.

Los cojinetes de rodadura posiblemente sean las piezas más normalizadas a escala internacional, lo que no ocurre con los cojinetes de deslizamiento, que por su sencillez pueden no ser fabricados de forma centralizada, sin embargo en el mundo existen firmas dedicadas a la construcción y comercialización de cojinetes lisos. Muchos de los fabricantes prestigiosos de rodamientos se dedican también a la construcción y venta de cojinetes planos, ya sean enterizos, ranurados, partidos o de configuraciones complejas, hechos de materiales apropiados para los más variados usos, como la industria automotriz, las construcciones navales, los ferrocarriles, los equipos electrodomésticos, médicos y de la construcción o de la industria en general, (G. González, 2006).

Los cojinetes de deslizamiento pueden clasificarse para su estudio, atendiendo a diferentes criterios: dirección de las cargas, condiciones de lubricación, forma, relación longitud - diámetro y tipo de rozamiento, entre otros aspectos. A continuación le presentamos los dos criterios de clasificación fundamentales:

Según la dirección en que soportan las cargas:

- ✓ Radiales
- ✓ Axiales
- ✓ Radio-axiales

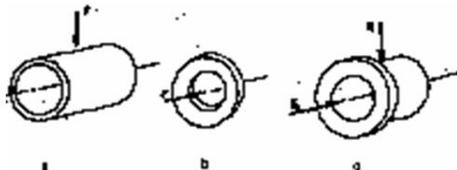


Fig. 2 Tipos de cojinetes según la dirección de la carga que soportan: a) Radial, b) Axial c) Radio-axial

Según las condiciones de lubricación que se establecen durante su funcionamiento:

- ✓ Hidrodinámica. Las superficies del cojinete y el árbol están separadas totalmente por una cuña de lubricante que se forma debido al movimiento relativo entre ambas superficies, y depende de las características del movimiento, de la magnitud y dirección de la carga en el cojinete y de las propiedades del lubricante empleado.
- ✓ Hidrostática Se logra la separación de las superficies garantizando un suministro lubricante a presión en la zona de contacto.

✓ Límite. Se produce el contacto entre las crestas superficies del cojinete y el muñón en la zona de contacto.

Para comprender mejor el tipo de lubricación que puede establecerse en el cojinete, nos referiremos a la curva de *Stribeck*, mostrada en la siguiente figura.

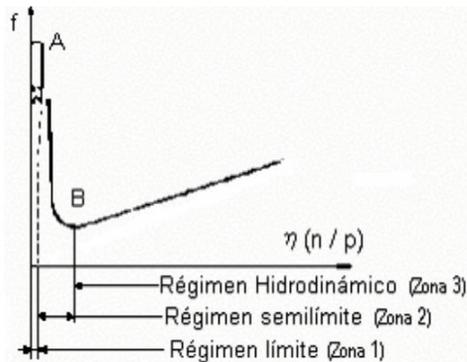


Figura.6 Curva de *Stribeck*.

En la figura (6) aparece la dependencia entre el coeficiente de fricción  $f$  y el parámetro de *Stribeck*  $h (n/p)$ .

Siendo:

$h$ : La viscosidad dinámica o absoluta del aceite que se emplea como lubricante.

$p$ : La carga por unidad de área proyectada.

$n$ : la frecuencia de rotación de la superficie en movimiento.

Zona 1 -. Lubricación en régimen límite. El coeficiente de fricción es alto, no varía con el cambio del parámetro de Stribeck, este depende de las propiedades de las superficies que se encuentren en contacto y del lubricante presente, excepto la viscosidad.

Zona 2 -. Definida entre los puntos A y B, Tiene mayor espesor la película de lubricante, que en la zona 1, sin embargo se mantienen en contacto las crestas de las microirregularidades superficiales. En estas condiciones, se establece el régimen llamado semi-límite, el coeficiente de fricción disminuye al igual que la temperatura en la medida que se exista mayor cantidad de lubricante entre las superficies.

Zona 3 -. Lubricación en régimen hidrodinámico. En el punto B la capa de lubricante tiene el mínimo espesor posible para que no se toquen las crestas, y en estas condiciones se logra que el coeficiente de fricción sea mínimo. Para elevados valores del parámetro de *Stribeck*, que propician espesores de capa mayores, se producen aumentos del coeficiente de fricción, ya que además existe rozamiento entre las capas de lubricantes, (G. González,

2006).

### **1.10.1 Función de los lubricantes**

La función de los lubricantes es disminuir las pérdidas por rozamiento y el desgaste de las superficies de los elementos en movimiento que componen el cojinete. El lubricante es también importante para disipar el calor que se produce durante el funcionamiento, trasladar los productos del desgaste, y proteger las piezas contra la corrosión. Los lubricantes más conocidos son los aceites y las grasas. Los aceites son lubricantes líquidos, que sustituyen el rozamiento exterior de los cuerpos sólidos por el rozamiento entre las capas interiores del fluido y son capaces de evacuar grandes cantidades de calor, (G. González, 2006).

Comúnmente se emplean aceites derivados del petróleo, aunque para la lubricación de los cojinetes pueden emplearse otros líquidos en los cuales es necesario que trabaje el cojinete, como el agua salada en los timones de las embarcaciones. En ese caso el árbol y el cojinete deben fabricarse de un material adecuado al medio, árboles de acero inoxidable y cojinetes de madera o caucho.

Para reducir la dependencia de la viscosidad con la temperatura, aumentar la resistencia de la película de aceite o mejorar otra de las cualidades de los lubricantes se emplean los aditivos. Los aditivos son compuestos químicos cuya función es mejorar las propiedades naturales de los lubricantes, estos pueden ser aceites de origen animal o vegetal, compuestos sulfurosos, de cloro o flúor.

G. González, (2006), plantea que entre las funciones atribuidas a los aditivos deben ser señaladas su acción como limitadores del deterioro del lubricante a causa de fenómenos químicos ocasionados por las condiciones del entorno o su actividad, la protección de la superficie lubricada contra la agresión de contaminantes y mejorar las propiedades físico químicas del lubricante.

Los aditivos pueden ser clasificados en:

- ✓ Aditivos que actúan sobre las propiedades físicas,
- ✓ Aditivos que actúan sobre las propiedades químicas,
- ✓ Aditivos que modifican propiedades físico-químicas.

### **1.10.2 Selección de los materiales para los cojinetes**



Los materiales para cojinetes deben ser seleccionados atendiendo a las condiciones de trabajo, el tipo de lubricación, el lubricante que emplea y los materiales del árbol que se apoya en él. Los árboles por lo general son más caros y complejos de elaborar, como es el caso del cigüeñal, y por eso se fabrican de materiales más resistentes que los cojinetes, (G. González, 2006).

Los árboles y ejes, para garantizar un buen funcionamiento del cojinete, deben tener alta dureza y buen acabado superficial. Los aceros de medio carbono, con un adecuado tratamiento térmico, garantizan esas propiedades y son muy usados en la construcción de árboles y ejes (pueden tener una dureza de 40 a 50 HRC). Para algunas aplicaciones puede emplearse hierro fundido de alta resistencia. Cuando se necesitan árboles del menor diámetro posible, pueden emplearse aceros aleados, que con tratamiento térmico o termoquímico, puede alcanzar una dureza superficial de 55 a 60 HRC.

Para completar el par de fricción, proporcionando buenas condiciones de trabajo el material del cojinete debe cumplir con la mayoría de las siguientes condiciones:

- ✓ Elevado poder antifricción (Bajo coeficiente de rozamiento en el material del muñón para evitar grandes pérdidas de potencia y elevación de temperatura en el cojinete);
- ✓ Alta resistencia al desgaste;
- ✓ Alta resistencia a la fatiga;
- ✓ Buena adaptabilidad funcional (esto permite reducir las presiones locales debido a las deformaciones elásticas y errores de fabricación);
- ✓ Alta conductividad térmica (posibilita la disipación de mayor cantidad de calor al exterior del cojinete);
- ✓ Bajo coeficiente de dilatación térmica (garantiza menores variaciones de las holguras durante el funcionamiento);
- ✓ Bajo módulo de elasticidad;
- ✓ Buena maquinabilidad;
- ✓ Capacidad de fundirse con facilidad;
- ✓ Alta resistencia a la corrosión;
- ✓ Capacidad de formar y restituir películas de lubricante en su superficie.

### **1.11 Características del tipo de material a utilizar**

En las máquinas, la mayoría de los elementos están sometidos a esfuerzos variables, producidos por cargas y descargas sucesivas y repetidas. Los elementos sujetos a este tipo de esfuerzo se rompen o fallan, frecuentemente, para un valor de esfuerzo mucho menor que el de ruptura correspondiente, determinado mediante el clásico ensayo estático de tensión. Este tipo de falla se denomina ruptura por fatiga.

Para el diseño correcto de elementos sometidos en esfuerzos alternados, es necesario conocer el esfuerzo que puede aplicarse, sin que el elemento se rompa, un número indefinido de veces, o el esfuerzo (que puede quedar aplicado a un cierto número limitado de veces, caso que es importante ya que a veces se diseñan máquinas o elementos que sólo se utilizan ocasionalmente y que pueden tener, por tanto, una vida larga sin que el número de veces que se haya aplicado a las cargas sea demasiado grande, (Pérez, 1959).

Para esto los materiales usados para engranajes rectos son los mismos que se usan para todos los demás tipos, donde debe de tener en consideración las cargas axiales y flexionantes generadas en los engranajes para la selección de los materiales. Por consiguiente en este diseño se utilizara el acero (AISI 3140) más conocido como acero 40 X, donde se considera el grado de material igual a 1, (Pérez, 1959).

#### **1.11.1 Características del acero AISI 3140**

Acero al cromo (ASI 3140) con contenido creciente de Cr y C y temperaturas de temple también en aumento, resultan estables al temple, tienen más resistencia al envejecimiento o al revenido y causan poca o ninguna deformación por tensiones internas. Al bajar el contenido de carbono, resultan desde martensíticos hasta ferríticos, considerados estos aceros, seguros al trabajo contra la oxidación además de su resistencia a la corrosión. El acero 40X es un acero aleado al cromo el cual se utiliza para fabricar piezas con alta resistencia y tenacidad en su núcleo, a continuación citaremos algunas piezas construidas con este material: discos de fricción, ruedas dentadas, camisas de cilindros no nitruradas, discos de turbinas, árboles de transmisiones dentadas y árboles estriados, (Martínez, 1990).

#### **1.11.2 Principales fallas de los engranajes, características y causas**

La experiencia demuestra que los engranajes tienen muchas formas de fallar, destacándose entre ellas las siguientes:

**Desgaste adhesivo:** Este se produce debido a las soldaduras intermitentes de pequeñas áreas de un diente en el otro diente conjugado, pudiendo en ocasiones desprenderse algunas partículas. Si esta falla ocurre a escala microscópica el resultado es un desgaste pequeño y uniforme. En los plásticos al igual que en los metales, los engranajes de materiales diferentes se comportan mejor al desgaste que materiales similares. Inclusive en muchas ocasiones es conveniente poner a engranar una rueda plástica con una metálica. En este caso los dientes de la rueda metálica deben tener un acabado superficial de 0.3 a 0.4  $\mu\text{m}$ . Como se sabe en el desgaste la lubricación juega un papel importante, ya que mantiene las superficies separadas e inhibe el mismo. En el caso particular de los engranajes plásticos cuando engranan dos ruedas plásticas es aconsejable que alguna de ellas contenga Politetrafluoroetileno (PTFE), lo cual ayuda mucho a disminuir el desgaste aunque no se usara lubricación. Cuando se usa lubricación en engranajes plásticos con aditivos auto lubricantes no dan tan buenos resultados como en los engranajes metálicos, pero siempre favorece, (Matos Ribeiro, 2002).

#### 1.11.2.1 Factor de Seguridad de los engranes

Puesto que la tensión permisible es igual a un valor de tensión dividido por el factor de seguridad para un material ( $[S] = S/n$ ), éste es un buen punto de partida para hablar sobre los factores de seguridad para los engranajes. Seguridad se refiere a la habilidad de una pieza de realizar su función apropiada para su vida de servicio sin el fallo. Antes de que pueda seleccionarse un factor de seguridad debe definirse el tiempo de vida de servicio y el posible fallo de la pieza para una aplicación dada.

El factor de seguridad puede definirse de muchas maneras; sin embargo, ellos relacionan lo que es permisible o aceptable a lo que causará básicamente el fallo. Un factor de seguridad puede aplicarse de tres formas básicas. El factor entero puede aplicarse a una propiedad material como la tensión; o el factor entero puede aplicarse a la carga; o pueden usarse factores separados para cada carga y una propiedad material. A menudo, el último caso es el más útil porque puede investigarse cada carga y entonces se aplica un factor de seguridad para determinar la carga máxima absoluta. Cada carga máxima se usa entonces en el análisis de tensión de forma tal que la geometría y las condiciones de frontera produzcan una tensión permisible.

Los factores de seguridad de carga pueden ser determinados por la metodología tradicional. Sin embargo, para los materiales plásticos son, a menudo, difíciles de determinar. Esto es porque la fuerza actuante en un plástico no es una constante, sino que sigue una distribución estadística de fuerza bajo condiciones extremas. Por consiguiente, los diseñadores necesitan conocer las condiciones extremas, por ejemplo, la temperatura, régimen de tensión y duración de carga. Se necesitan conocimientos de fabricación para entender situaciones como líneas de soldadura, efectos anisótropos, tensiones residuales y variantes del proceso, (Matos Ribeiro, 2002).

El conocimiento de materiales es muy importante porque el mejor comportamiento está comprendido bajo las condiciones extremas, puede establecerse el más exacto factor de seguridad y puede producirse una pieza óptima en su geometría. Si se tiene una definición pobre y un gran número de desconocimientos entonces se requiere de factores de seguridad más grandes.

Se recomienda como mínimo un factor de seguridad de dos, incluso cuando se haya analizado cuidadosamente una aplicación. Si la información sobre la tensión permisible precalculada no se encuentra disponible, y normalmente para plásticos es así, entonces el diseñador debe ser sumamente cuidadoso al considerar todos los factores perfilados anteriormente para que pueda determinarse un factor de seguridad apropiado y calcularse la tensión admisible.

Exista o no una experiencia similar, es esencial que se fabrique un prototipo moldeado y que el engranaje se ensaye para las condiciones de operación deseadas. El Nylon 6/6 y el acetal son dos materiales para los cuales se les ha pre calculado los valores de tensión permisibles. Estos materiales se han usado ampliamente en aplicaciones de engranajes, (Matos Ribeiro, 2002).

#### **1.11.2.2 Desgaste y defectación de la pieza**

Se conoce por desgaste de una pieza, el cambio de fase y de forma con relativa pérdida del peso debido a la eliminación de pequeñas partículas de superficie durante el funcionamiento de la misma. El desgaste es el defecto más común de las piezas, ya que este es el resultado directo de la acción de las cargas sobre ellas, así como de la acción de muchos otros factores.

Existen toda una serie de esquemas que hablan sobre el desgaste y la rotura de las piezas, pero todos tienen un carácter relativo a lo que ocurre en la práctica. En la práctica se ha podido determinar que el desgaste o rotura de una pieza no ocurre por la acción de un factor aislado, sino que se produce por la acción de una serie de factores y procesos, (Enrique Navarro Pérez ,1986)

### **1.12 Factores más comunes que provocan el desgaste y la rotura de las piezas**

- ✓ Fricción,
- ✓ Corrosión y temperatura,
- ✓ Fatiga.

#### **1.12.1 Fricción**

La fricción se produce al deslizarse una pieza sobre otra, por lo cual se deteriora la capa superficial de contacto de las piezas. Su importancia es grande puesto que al oponerse al movimiento es un factor nocivo y costoso en el funcionamiento de los equipos. La fricción acelera el proceso de desgaste si entre las superficies de rozamiento de las piezas existen partículas duras de metal. Debido a esto, aparecen surcos y arañazos en las superficies de las piezas y entre estas aparecen un juego, holgura esta que va aumentando hasta que el funcionamiento de las piezas se hace anormal o deje de funcionar.

La fricción produce el desgaste entre piezas tan conocidas como el árbol y el casquillo o buje, las guías y la corredera, etc. El desgaste por fricción puede producirse llegando a límites lamentables, y ocurre en la mayoría de los casos por falta de lubricación adecuada, o una selección incorrecta en su aplicación, (Enrique Navarro Pérez ,1986).

#### **1.12.2 Corrosión y temperatura**

La corrosión es un factor que produce el desgaste en las piezas que se encuentran sometidas a la acción directa del agua, aire, sustancias químicas, así como a la temperatura. La humedad del aire se condensa en las superficies frías de los equipos y piezas, combinándose el oxígeno con el metal, para formar el óxido correspondiente. El aire puede contener gases corrosivos que atacan directamente a las piezas o al producirse la condensación de la humedad existente. La corrosión produce un desgaste profundo de las piezas, adquiriendo las superficies una apariencia esponjosa, (José Raúl González Martín, 1986).

La temperatura actúa en las piezas de distinta forma. Existen piezas que trabajan a altas temperaturas (piezas de equipos de fundición) y otras que se calientan por la fricción a que son sometidas (muñones de árboles que trabajan con mala lubricación). No obstante, el calentamiento de la pieza ocurre, independientemente de la forma como se produzca el calor, lo cual produce desprendimiento de capas superficiales y disminución de la dureza.

### **1.12.3 Fatiga**

La fatiga del material es un fenómeno producido por cargas cíclicas y choques repentinos que actúan sobre las piezas en los regímenes de trabajo a que están sometidas. A consecuencia de la fatiga en el metal se forman micro grietas comenzando a fragmentarse, lo que puede provocar una avería por la rotura de piezas. La fatiga se observa con frecuencia en las transmisiones de engranajes; en las superficies de trabajo de los dientes y en la zona del círculo primitivo. Es la causa también de la rotura de árboles y ejes, de la rotura de las paredes de los cilindros hidráulicos, rodillos y pivotes de mecanismos de rotación. Además de los factores que producen el desgaste de las piezas existen otros factores no menos importantes: en primer lugar aunque las vibraciones suele ser pequeñas y hasta imprescindible, pueden alcanzar valores suficientemente altos para dañar al equipo o mecanismo; en segundo lugar los equipos; aún los mejores diseñados, pueden desarrollar vibraciones por efecto de la resonancia, por problemas de cimentación, o de bastidores y bancadas de soportes mal calculados, o incorrectamente seleccionados, (José Raúl González Martín, 1986)

### **1.13 Comportamiento Térmico**

Con incrementos de la temperatura comienzan a aparecer algunos grados de libertad, capacidad de movimiento, hasta que en un intervalo dado los enlaces intermoleculares cesan de existir, perdiéndose así la rigidez previa total, (José Raúl González Martín, 1986).

#### **1.13.1 Comportamiento a la abrasión y fricción**

Esta faceta es en extremo compleja y generalmente es evaluada como material pareja de otro, bajo condiciones determinantes, tales como el tipo de superficies (rugosidad), presencia o ausencia de lubricante, carga compresiva bajo la cual operan, velocidad de deslizamiento mutuo, temperatura, etc.

En los engranajes la resistencia a la fatiga y el desgaste son propiedades decisivas para los ingenieros que los diseñan, de modo que la resistencia a la flexión y la rigidez hacen críticas la utilización de estos. La dinámica de los dientes varía principalmente del contacto por rodadura a deslizamiento y rodadura, dependiendo fundamentalmente de la geometría de los mismos, así los polímeros deben resistir fuerzas friccionales. En algunas aplicaciones los engranajes muestran agarramiento entre ellos mismos en una posición de parada, cuando se detiene la rotación, (José Raúl González Martín, 1986).

### **1.13.2 Fatiga por ciclo térmico, ablandamiento parcial o global del diente**

Esta falla ocurre tanto en engranajes lubricados como sin lubricar, cuando se eleva considerablemente la temperatura, disminuyendo así la resistencia del material. La falla ocurre como una deformación del diente en la zona polar, perdiéndose el paso y en ocasiones doblando el diente. Esta falla ocurre debido a que las tensiones sobre el diente siempre provocan una especie de histéresis de calentamiento incrementándose así considerablemente la temperatura del material, ya que los plásticos son buenos aislantes. Además esta temperatura elevada puede bajar la resistencia del material y causar la deformación excesiva del diente.

Finalmente se recomienda que los diseñadores de engranajes evalúen cuidadosamente los requisitos medioambientales y mecánicos, (Federico Breff, 2001).

### **1.14 Características de las mezclas de arcillas de la región de Centeno**

Existen actualmente muchas normas técnicas para la producción y el control de la calidad de ladrillos, azulejos y otros productos de la industria de los materiales de la construcción, sin embargo no existe mucha información sobre los productos cerámicos utilitarios y ornamentales, los cuales a pesar de tener características similares, no presentan los mismos requerimientos de calidad que los primeros.

Investigadores del territorio (Orozco, 1995; Leyva, 1996) determinaron el origen geológico de las arcillas en Moa, el cual está dado por la existencia de manifestaciones de arcillas caolinitas, de las cuales una parte considerable se encuentra relacionada con cuerpos de gabros de diversas dimensiones. Algunas de ellas se describen a continuación.

Orozco (1995), escogiendo un corte muy bien expuesto del yacimiento Cayo Guan concluyó que en la base del corte afloran gabros muy intemperizados alterados a un



material de color blanco y aspecto terroso arcillosos al tacto, muy deleznable y con una alta plasticidad. Hacia la parte superior existe una transición gradual a materiales parecidos a los de la base del corte formando una corteza de meteorización de colores variables desde el rosado hasta el rojo intenso, lo que indica un incremento en el contenido de hierro.

A través de un análisis por difracción de RX, (Sergio Ramiro, 2010), se llegó a la conclusión de que la muestra era una caolinita desordenada, o sea una caolinita tipo dófireclay mineral y el análisis químico arrojó que durante el proceso de alteración hubo un incremento considerable de Alúmina y la consecuente migración del hierro, calcio y magnesio para la formación de la caolinita como mineral residual, la cual tuvo su origen en la meteorización de cuerpos de gabros, formando potentes capas que constituyen depósitos de gran extensión.

Según el mismo autor, los depósitos residuales de caolinita a partir de gabros están poco reportados en la literatura especializada. Sin embargo en ninguno de sus trabajos estos autores se refieren al potencial de minerales arcillosos en la región, ni se dan localizaciones exactas de los mismos.

Pons y Leyva (1996), determinaron la composición química de las arcillas ferrocaolínicas gibbsíticas del yacimiento de Centeno, con el objetivo de caracterizarlas para su utilización como material refractario, como revestimiento de cazuelas en la Empresa Mecánica del Níquel (EMNi), concluyendo que los depósitos de arcillas estudiadas tuvieron su origen en la meteorización de cuerpos de gabros, los cuales forman parte del complejo ofiolítico de la región y son perfectamente utilizables como material refractario.

Según los trabajos de Ramos, M. (2002) y Fonseca D. (2003), se plantea que las arcillas presentes en los principales yacimientos del municipio poseen las características desde el punto de vista químico físico y mineralógico que permite utilizarlas, con previos estudios, como material refractario en las industrias de la región y como materia prima para la obtención de objetos cerámicos. Lo anterior no tiene argumentos sólidos debido al alto contenido de hierro que afecta su refractariedad considerando como máximo para su empleo en productos semi refractarios, pero no en refractarios propiamente dichos.

Actualmente los grandes yacimientos de arcillas de las márgenes del río Cayo Guan no están

siendo explotados, no ocurriendo lo mismo con las de Centeno, con las cuales se producen materiales para la construcción (ladrillos y tuberías acanaladas).

Todos los trabajos realizados hasta el momento sobre las arcillas del territorio han contribuido a enriquecer el conocimiento de las características de un material que está siendo poco aprovechado, sin embargo, ninguno de estos autores ha profundizado en las propiedades físico químicas, mecánicas y mineralógicas que pueden ser la base para la producción de objetos cerámicos, así como otras aplicaciones industriales de este versátil material.

Actualmente se está desarrollando una nueva clase de cerámicas estructurales de baja densidad, con alta porosidad y de mala continua que originan una amplia área superficial, los cuales pueden utilizarse como filtros de alta temperatura para aleaciones fundidas y líquidos corrosivos.

#### **1.14.1. Composición molecular de la arcilla**

Las arcillas están conformadas como rocas detríticas sedimentarias por varios silicatos de aluminio hidratado que provienen de la descomposición de los feldespatos producido de la erosión.

Como mineral de arcilla tiene la siguiente fórmula:



En esta fórmula las cantidades relativas de los óxidos presentes se establecen como relación molecular más que en porcentaje de peso. En la arcilla una molécula de  $\text{Al}_2\text{O}_3$  está asociada a dos moléculas de  $\text{SiO}_2$  y dos moléculas de  $\text{H}_2\text{O}$ . Esta fórmula, que es típica, prescinde de la compleja disposición de "impurezas" siempre presentes en las muestras reales. Caolinita es el nombre mineralógico que se ha dado a esta sustancia pura; Ramos, M. (2002) y Fonseca D. (2003).

La arcilla es el producto de envejecimiento geológico de la superficie de la tierra y la descomposición de rocas que contienen feldespato, constituida por agregados de silicatos de aluminio hidratado, procedente de la descomposición de minerales de aluminio, este proceso es continuo y se produce en toda parte. La arcilla es un material extremadamente sencillo, barato y abundante en la naturaleza, con frecuencia puede encontrarse en la tierra ya ablandado por la humedad y listo para ser trabajado.

Las arcillas difieren de todas las rocas, mas por su estado físico que por su constitución química. Las arcillas tales como el caolín y la arcilla plástica tienen un porcentaje

relativamente bajo de hierro y otras impurezas, puesto que las mismas están constituidas predominantemente de aluminio y sílice, todos los otros óxidos presentes pueden considerarse impurezas; Ramos, M. (2002) y Fonseca D. (2003).

#### **1.14.2 Los minerales arcillosos se clasifican por su estructura en:**

- ✓ Laminare,
- ✓ Fibrosos.

El grupo laminar comprende los subgrupos de la caolinita, la montmorillonita y micas, cuyas estructuras están formadas por un gran número de planos paralelos idénticos entre sí, formando gran cantidad de columnas agrupadas. Los minerales arcillosos de estructura fibrosa son no plásticos.

Generalmente los minerales arcillosos se encuentran en la naturaleza impurificados por diversos cuerpos procedentes de la roca que los originó, como el cuarzo y el feldespato. Las impurezas debidas al carbonato cálcico, sulfatos sódicos y calcio, hidróxido de hierro y sustancias orgánicas las adquiere durante el traslado y sedimentación; ODOM, I. E. (1984). "Smectite Clay Minerals: Properties.

Las arcillas empleadas en la cerámica no pertenecen a una especie mineral única, estando formadas por la asociación de varias, que se comunican sus propiedades y características para conseguir mejores resultados en la producción de objetos cerámicos, la arcilla es beneficiada de acuerdo con las técnicas de producción a emplear y el fin que se persiga. Así la producción se diversifica ampliamente en la actualidad.

#### **1.15 Conclusiones parciales del capítulo 1**

El análisis de las fuentes bibliográficas consultadas permite plantear que:

1. El análisis bibliográfico permitió conocer las características principales de las cortadoras de ladrillos, haciendo referencia además el tipo de materiales con los que se fabrican algunos elementos de dichas maquinas.
2. Las fuentes bibliográficas que fueron consultadas permitieron conocer las características de sistema de engranaje de dientes rectos que se utilizará en este trabajo.
3. Se refiere a las características de las mezclas de arcillas de la región de Centeno.

## CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1 Introducción

Para el desarrollo de los conceptos fundamentales relacionados con la metodología de cálculo para el análisis del diseño de una cortadora de ladrillo, es necesario tener en cuenta varios parámetros, siendo estos los que determinan los niveles normales de rendimiento de esta máquina en condiciones de operación. Los procedimientos desarrollados en este capítulo van encaminados a lograr un flujo de información asociado a los cálculos ingenieriles y criterios tecnológicos, relacionados con el diseño de la máquina cortadora de ladrillos. Además de la selección de material adecuado a utilizar para este diseño.

En este capítulo se plantea como **objetivo**:

Establecer las bases para el diseño de la cortadora de ladrillo, así como los parámetros a tener en cuenta para el rediseño del sistema de engranaje de la conformadora de ladrillos.

### 2.2 Factores a tener en cuenta en la elección del diseño

El hecho de diseñar, no es tan solo plantear una metodología de cálculo que responda a la satisfacción de una necesidad sin importar más nada que la solución, sino que se necesita conocer varios requisitos indispensables como son:

- ✓ Inversión que se está dispuesto a realizar,
- ✓ Resultado que se quiere obtener,
- ✓ Los materiales con que se cuenta,
- ✓ El tamaño de la pieza,
- ✓ La simplicidad que se quiere lograr en el manejo,
- ✓ Temperaturas medias del lugar donde se instalará el equipo,
- ✓ Factores ambientales.

### 2.3 Características de los materiales usados en el diseño de ruedas dentadas

Actualmente existe disponible una gran variedad de materiales cada uno con sus propias características, aplicaciones, ventajas y limitaciones. Las exigencias principales que deben reunir los materiales de los cuerpos son las siguientes:

1. *Alta resistencia al desgaste y superficial,*
2. *Coefficiente de rozamiento lo suficiente alto, para evitar que se originen grandes fuerzas de presión entre los cuerpos,*
3. *Módulo de elasticidad bastante alto, para evitar que se produzcan elevadas pérdidas por rozamiento relacionadas con las dimensiones del área de contacto,*
4. *En el caso de las ruedas por fricción, es de buen criterio siempre que sea posible por el costo operativo, que el piñón sea el de menor dureza, es decir de menor resistencia al desgaste y de elevado coeficiente de fricción,*

### 2.3.1 Material de la pieza

El material a utilizar para el árbol y la rueda dentada es de acero 40X más conocido por la norma AISI como acero AISI 3140 y composición química, propiedades físicas y mecánicas están tabuladas en las siguientes tablas (2.1, 2.2, 2.3) (Callister, 1999).

Tabla 2.1 Composición química estándar del acero ASI 3140.

C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu
0,35- 0,44	0,17- 0,37	0,50- 0,80	0,10- 0,80	0,30	0,30

Tabla 2.2 Propiedades físicas del acero AISI 3140.

Propiedad	Unidad en que se expresa	Valor
Densidad	[kg/dm <sup>3</sup> ]	7,85
Conductividad térmica	[W/(m*K)]	46
Capacidad de calor específica	[J/(kg*K)]	460
Resistividad eléctrica específica	[Ohm*mm <sup>2</sup> /m]	0,19
Expansión térmica	[ m/(m*K)] * 10e-6 entre	11,1 a

	20°C	100°C
--	------	-------

Tabla 2.3 Propiedades mecánicas del acero AISI 3140.

Propiedad	Unidad en que se expresa	Valor
Módulo de elasticidad	[kN/mm <sup>2</sup> ]	205 a 100°C
Dureza Brinell	HB	241
Dureza Rockwell	HRC	48
Dureza Vickers	HV	490
Tensión de Rotura	[kgf/mm <sup>2</sup> ]	100

### 2.3.2 Material para la fabricación de la herramienta de corte de la cortadora de ladrillos

El material que se propone emplear para la cuchilla de la cortadora de ladrillos es de acero herramental, esta aleación es utilizada en la construcción de herramientas de corte manuales o automáticas. Los mismos pueden ser aceros al carbono de alta calidad y aceros aliados.

El acero a utilizar para la construcción de la herramienta de corte de ladrillos debe ser aliado, con el objetivo de evitar la corrosión de la herramienta de corte. Según la norma GOST **5XHM** (es un acero aliado al Cr - Ni) y su composición química se establece en la tabla 2.2.

Tabla 2.4 Composición química estándar del acero aleado 5XHM

C	Cr	Ni	Mo
0,5	1	1	0,25

## 2.4 Metodología de diseño

Para que la transmisión se produzca en buenas condiciones, es necesario que las dos ruedas estén en contacto, y sometidas a presión. La fuerza tangencial que puede ejercer la rueda conductora sobre la conducida depende de la fuerza radial de presión en el punto de contacto entre ambas ruedas. Para el cálculo utilizaremos la metodología expuesta por (González; Rodríguez, 2009).

## 2.5 Análisis cinemático y dinámico

Para la realización del análisis cinemática y dinámico de los pares de engranajes de la conformadora de ladrillos, es necesario tener el número de revoluciones que sale del reductor, la cantidad de dientes de cada rueda y piñón en los distintos pasos de la conformadora de ladrillos, para así poder calcular las relaciones de transmisión y efectuar el rediseño de los componentes del equipo a trabajar.

En el taller de producción de ladrillos ubicada en la localidad de Centeno se encuentra el mecanismo de confección de ladrillos. Este equipo dispone de un conjunto de mecanismos que transmiten el movimiento suministrado por el motor pasando por el reductor hasta llegar al sistema de transmisión engranajes cilíndricos de dientes rectos.

### 2.5.1 Relación de transmisión en el primer par de engranajes

La relación en el primer par de engranajes, está dada por la cantidad de dientes del piñón y de la rueda por lo que según Baranóv, (1985):

$$i_{1-2} = \frac{z_2}{Z_1}$$

(2.1) donde:

$Z_1$  - Números de dientes del piñón

$Z_2$  - Números de dientes de la rueda

Esta fórmula se utiliza de igual forma para el cálculo de las relaciones de transmisiones que le siguen a esta, tanto para la transmisión en el segundo par de engranajes de la cortadora de ladrillos, hasta para la formación del tren de engranajes.

### 2.5.2 Relación de transmisión total

$$i_{total} = \frac{n_{maq}}{n_{motor}}$$

(2.2)

### 2.5.3 Potencia de la máquina

$$N_{máq} = \eta_t \cdot N_m$$

(2.3)

### 2.5.4 Rendimiento Total

$$\eta_t = \eta_{t.c} \cdot \eta_R \cdot \eta_{Rectos}$$

$$\eta_{dentado} = 0,98 \div 0,96$$

(2.4)

donde

$\eta_{t.c}$  -rendimiento de la transmisión por cadena

$\eta_R$  - rendimiento del reductor

$\eta_{rectos}$  - rendimiento de la transmisión de engranajes rectos

### 2.5.5 Rendimiento del reductor

$$\eta_R = \eta_{ces} \cdot \eta_{coj}^2 \quad (2.5)$$

donde:

$\eta_{ces}$  - rendimiento por cada escalón

$\eta_{coj}$  - rendimiento de los cojinetes

## 2.6 Cálculo de diseño de los elementos principales de la conformadora de ladrillos para los engranajes rectos

Para la determinar la distancia interaxial entre los ejes de los engranajes cilíndrico de dientes rectos se toman ciertos parámetros rigurosos; por lo que el cálculo es

análogo al de los engranajes oblicuos, pero con algunas consideraciones (Dobrobolski, 1980).

Las fórmulas de cálculo, para verificar la resistencia de contacto y para determinar la distancia interaxial entre los ejes de los engranajes de dientes rectos, según el folleto de transmisiones mecánicas Gonzáles; Rodríguez, (2009) son las siguientes:

$$a_w \geq \sqrt[3]{\left( \frac{1085 \cdot Z_h}{\sigma_H \cdot i} \right)^2 \frac{K_{\alpha t} \cdot K \cdot M_{tor2}}{\Psi_a}}; \text{ mm}$$

(2.6)

donde:

$K_{\alpha t}$ : Coeficiente que considera irregularidad de distribución de la carga entre los dientes dentro de la gama de velocidades de 1-20 m/s, debido al empeoramiento de la capacidad de adaptación funcional.

El coeficiente de carga  $K$  es cómodo representarlo como el producto de dos coeficientes:

$$K = K_{\alpha} K_v$$

donde:

$K_{\alpha}$ .- es el coeficiente de concentración de la carga

$K_v$ .- es el coeficiente de carga dinámica

Para los cálculos preliminares es admisible tomar  $K = 1,3 - 1,5$ ; los valores menores conviene elegirlo si la disposición de las ruedas en los árboles es próxima a la simétrica; los valores mayores se seleccionan si está en disposición asimétrica.

Los valores del coeficiente  $Z_h$  para los cálculos simplificados con  $Z_1 \geq 20$ ; teniendo en cuenta los datos experimentales, se toma  $Z_h = 0,80$ ; lo que corresponde a un aumento del, 80% de la capacidad de trabajo de los engranajes de dientes rectos, por su resistencia de contacto. Con  $Z_1 \geq 20$  el producto  $1085 Z_h \cong 870$ .

Al diseñar un engranaje nuevo suele fijarse la relación entre la anchura de las ruedas y la distancia interaxial  $\Psi_a = \frac{b}{a_w}$  y por el cálculo se determina la distancia interaxial citada. Los valores de  $\Psi_a$  de los engranajes reductores, fabricados de acero mejorado y dispuesto de modo asimétrico, se recomienda tomar igual a 0,315 - 0,4; de acero templado igual a 0,25 - 0,315; si su disposición es simétrica respecto a los apoyos por lo que  $\Psi_a = 0,4 - 0,5$  donde despejando obtenemos la siguiente ecuación:

$$b = \Psi_a \cdot a_w; \text{ [mm]}$$

**2.6.1 La tensión admisible por contacto  $[\sigma_H]$  durante el trabajo prolongado y con diámetro  $d_a \leq 700$  mm se obtiene por la siguiente ecuación:**

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{ot} \cdot Z_R}{n}; \text{ [MPa]}$$

(2.8)

donde:

$\sigma_{ot}$  - es el límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto que se determina por la dureza media (Tabla No 2.5); n - es el coeficiente de seguridad que puede tomarse para consecuencias graves de fallos entre (1,2 - 1,35).

$Z_R$  - es el coeficiente que considera la aspereza de las superficies y que se selecciona en función del grado de aspereza de las superficies: (Tabla No 2.4).

### 2.6.2 Momento torsor

El momento torsor  $M_{tor2}$  corresponde al torque de la rueda que se determina por lo que se desconocen los diámetros entonces se puede calcular por la potencia y velocidades angulares:

$$Mt = \frac{N}{W}; \quad \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

$$Mt_2 = \frac{N_1 \cdot \eta_{engrane} \cdot (\eta_{cojinete})^2}{w_2}; \quad \text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

(2.9) donde:

Según (Dobrobolski, 1980)

$$\eta_1 = 1 - kp$$

Kp - Coeficiente de pérdida

Rendimiento en una transmisión dentada:

$$\eta = 1 - 0,01 \quad Kp = 0,01$$
$$\eta = 0,99\%$$

Rendimiento de los cojinetes:

$$\eta = 0,99\%$$

$N_1$  - Potencia del motor;  $\text{N} \cdot \text{W}^{-1}$ .

Es necesario determinar la velocidad angular  $w_2$  en dependencia del número de revoluciones.

$$w_2 = \frac{n_3 \cdot \pi}{30}; \quad \text{rad} / \text{seg}^{-1}$$

(2.10) donde:

$n_3$  - es el número de revoluciones en la rueda dos;  $\text{rev} / \text{min}^{-1}$ .

Una vez calculada la distancia interaxial  $a_w$  se redondea por exceso según serie de números preferibles por ejemplo:

**1<sup>ra</sup> Serie preferible 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000, 2500.**

### 2.6.3 Determinación de la tensión a tracción

El cálculo se reduce a satisfacer la condición, según la cuál las tensiones de contacto no deben superar las admisibles (Reshetov, 1987).

Representamos la fórmula en la forma más cómoda para su uso en la práctica:

$$\sigma_T = \frac{1085 \cdot Zh}{a_w \cdot i} \cdot \sqrt{\frac{(+1)^3 \cdot K_{at} \cdot K \cdot Mt_2}{b}} \leq [\sigma_T]$$

(2.11)

**El criterio principal de capacidad de trabajo es la resistencia de contacto y el módulo normal se determina:**

El módulo de las ruedas es necesario elegirlo mínimo, ya que con su incremento aumentan los diámetros exteriores de las piezas brutas y su masa, la cantidad de trabajo necesario para el tratamiento térmico, las pérdidas por rozamiento. Por otro lado no se recomienda adoptar el valor del módulo menor que 1,5 - 2 mm (Reshetov, 1987).

Se fija preliminarmente el  $m_n$  (módulo normal).

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w; [\text{mm}]$$

(2.12) donde:

$a_w$  – distancia interaxial entre los ejes de los engranajes cilíndricos de dientes rectos; [mm].

Se estandariza el módulo según serie de módulos en mm:

**1; 1,125; 1,25; 1,375; 1,5; 1,75; 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14°**

El cálculo del módulo normal de las ruedas de dientes rectos en las condiciones cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de capacidad de trabajo se determina por la fórmula (Dobrobolski, 1980):

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \cos \beta \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_\alpha \cdot K \cdot M_{tor2}}{\Psi_m \cdot Z \cdot [\sigma_F]}}; [\text{mm}]$$

(2.13) donde:

$\beta$  - es ángulo de inclinación del diente en la mayoría de las construcciones:

$\beta = 8^\circ - 18^\circ$ , para dientes rectos es de  $90^\circ$

$Y_\beta$ .- Coeficiente del ángulo de inclinación del diente:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^{\circ}} \leq 1$$

(2.14)  $K_{\alpha}$  .- es el coeficiente que se adopta en función del grado de precisión del engrane tabla No 2.1.

$Y_F$  - coeficiente de resistencia de los dientes según las tensiones locales que se selecciona en la tabla No 2.6 pero con número de diente.

$K$  - para los cálculos preliminares es admisible tomar 1,3 - 1,5; para los engranajes de dientes rectos  $\Psi_m = 10-25$ .

Por tanto se comparan los dos valores del módulo y se toma el mayor

**A continuación se dan las relaciones geométricas principales de las transmisiones por engranajes exteriores de dientes rectos según Dobrobolski, 1980:**

**Se calcula el número sumario de dientes  $Z_{\Sigma}$**

Para la obtención del número sumario de dientes se tiene en cuenta la multiplicación de la distancia interaxial por dos y se divide entre el mayor módulo, dando lugar a lo siguiente:

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m_n} \geq 36$$

(2.15)

donde:

$a_w$  – distancia interaxial; [mm].

$m_n$  – módulo normal; [mm].

**Cálculo del número de dientes del piñón**

En el número de dientes del piñón se tiene en cuenta el número sumario de dientes y la relación de transmisión por lo que se plantea según Dobrobolski, (1980) lo siguiente:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{i+1} \geq Z_{\min} = 17$$

(2.16) donde:

i - relación de transmisión

Se redondea a número entero el número de dientes del piñón

### Cálculo del número de diente de la rueda

La siguiente ecuación da lugar al número de dientes de la rueda (Dobrobolski, 1980):

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$$

(2.17) donde:

$Z_1$  – número de dientes del piñón

$Z_\Sigma$  - número sumario de dientes

### 2.6.5 Diámetro de la circunferencia primitiva (dw)

Se plantea lo siguiente para el cálculo del diámetro de la circunferencia primitiva (Dobrobolski, 1980):

$$d_{w1} = m_t \cdot Z_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta}; \quad [mm]$$

(2.18)

$$d_{w2} = m_t \cdot Z_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta}; \quad [mm]$$

(2.19) donde:

$m_n$ : módulo normal; [mm]

$Z_1$  – número de dientes del piñón

$Z_2$  – número de dientes de la rueda

$\beta$  - ángulo de inclinación de los dientes

### 2.6.6 Diámetro de la circunferencia exterior del piñón y la rueda

Se plante lo siguiente para el diámetro de la circunferencia de fondo (Dobrobolski, 1980):

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m_n; \quad [mm]$$

(2.20)

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m_n; \quad [mm]$$

(2.21) donde:

$m_n$  – módulo normal

$d_{w1-2}$  – diámetro de la circunferencia primitiva

### Distancia interaxial ( $a_w$ )

La distancia interaxial se plantea según (Dobrobolski, 1980):

$$a_w = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot m_n = 0,5 \cdot (Z_1 + Z_2) \cdot m_t; \quad \text{[mm]}$$

(2.22) donde:

$Z_1$  - números de dientes del piñón

$Z_2$  - número de dientes de la rueda

$\beta$  - ángulo de inclinación de los dientes

### Módulo circunferencial

Según Dobrobolski, 1980 se plantea lo siguiente:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; \quad \text{[mm]}$$

(2.23) donde:

$m_n$  - módulo normal; [mm]

$\beta$  - ángulo de inclinación de los dientes

### Altura del diente

En la altura del diente se tiene en cuenta lo siguiente (Dobrobolski, 1980):

$$h = 2,25 \cdot m_n; \quad \text{[mm]}$$

(2.24)

### Altura de la cabeza del diente

$$h_a = m_n; \quad \text{[mm]}$$

(2.25)

### Juego radial

$$C = 0,25 \cdot m_n; \quad \text{[mm]}$$

### (2.26) Diámetro de la circunferencia de fondo del piñón y la rueda

A continuación se plantea la ecuación para la obtención del diámetro de la circunferencia de fondo de la rueda y el piñón (Dobrobolski, 1980):

$$d_{f1} = dw_1 - 2 \cdot m_n - 2 \cdot C; \quad \text{[mm]}$$

(2.27)

$$d_{f2} = dw_2 - 2 \cdot m_n - 2 \cdot C; \quad \text{[mm]}$$

(2.28) donde:

 $d_{w1-2}$  – diámetro primitivo; [mm]. $m_n$  – módulo normal; [mm]. $C$  – juego radial; [mm].

## 2.7 Tren de engranajes compuesto

En el **anexo (1)** puede verse el tren de engranajes compuesto. Observa que se usan cuatro engranajes y que los engranajes B y C están sujetos al mismo eje.

Cuando el engranaje motriz A da una vuelta completa, el engranaje B girará un cuarto de una vuelta. Ahora bien, como el engranaje C está sujeto al mismo eje que el engranaje B, también da un cuarto de vuelta. Por tanto, el engranaje D solamente girará 1/4 de 1/4 de una vuelta, es decir, 1/16 de una vuelta. Por tanto, la relación de transmisión de este tren de engranajes compuesto es de 16: 1.

### 2.7.1 Cálculo de la relación de transmisión (tren de engranajes compuesto)

Para calcular la relación de transmisión de un tren de engranajes compuesto, se emplea la ecuación siguiente:

$$R_t = \frac{n_B}{n_A} \cdot \frac{n_D}{n_C}$$

(2.29)

donde:

 $R_t$  .- Relación de transmisión $n$  .- Número de dientes

### 2.7.2 La relación entre las velocidades

La relación entre las velocidades de giro de las ruedas motriz (A) y conducida (D) depende del nº de dientes de los engranajes del sistema y se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{V_A}{V_D} = \frac{n_B \cdot n_D}{n_A \cdot n_C}$$

(2.30)

## 2.8 Metodología para el cálculo de diseño de los árboles de la máquina conformadora de ladrillos y la cortadora de ladrillos

Para el desarrollo de la metodología de cálculo de resistencia mecánica aplicada al árbol de la máquina conformadora de ladrillos, se tendrán en cuenta solo las cargas situadas sobre el elemento (González y Rodríguez, 2009), lo que considera, el cálculo preliminar del árbol con la determinación del diámetro de salida para la sección más crítica del árbol, cálculo del momento torsor, el cálculo del momento flector resultante, la determinación del momento equivalente y el cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa.

### 2.8.1 Cálculo preliminar del árbol

Para la determinación de los diámetros de salida  $d_k$  de los árboles o sección crítica, se parte de la condición de resistencia donde se tiene en cuenta el momento torsor actuante (González; Rodríguez, 2009):

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0.2 \cdot \tau}} \quad \text{mm}$$

(2.31) siendo:

$M_t$  - momento torsor que actúa sobre el árbol;  $\text{N} \cdot \text{mm}$ .

$\tau$  - tensión admisible a cortante;  $\text{MPa}$ .

Depende del número de revoluciones del árbol, comúnmente se suele adoptar:

$$[\tau] = 12 \dots 20; \quad \text{MPa}$$

## Cálculo del momento torsor

El momento torsor va a depender de la potencia mecánica y de la frecuencia de rotación o velocidad angular tal como se muestra en la siguiente ecuación (González, Rodríguez, 2009):

$$M_t = \frac{N}{\omega}; \text{ [N} \cdot \text{mm]}^-$$

(2.32) donde:

$N$  - potencia suministrada por el motor; [W].

$\omega$  - frecuencia de rotación o velocidad angular; [s<sup>-1</sup>].

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}; \text{ s}^{-1}$$

(2.33) El valor de  $d_k$  se redondea por la serie de números preferidos Ra 40, luego se escalona en dependencia de los elementos que se colocan sobre él.

El objetivo de este cálculo es obtener el diámetro de salida del árbol teniendo en cuenta que este no debe diferenciarse con el del motor en más del 2%.

### 2.8.2 Cálculo aproximado o de proyecto

Es necesario calcular los momentos (flexión y torsión) que actúan sobre el árbol en las secciones más peligrosas (González; Rodríguez, 2009):

Para obtener el esquema de cálculo se admite lo siguiente:

- ✓ Las cargas distribuidas (de engranajes, transmisiones por cadenas, polea-correa, tornillo sinfín) se sustituyen por cargas concentradas.
- ✓ El árbol o eje se analiza como una viga simplemente apoyada.
- ✓ Las fuerzas actuantes se agrupan en dos planos mutuamente perpendiculares.

### 2.8.3 Cálculo del momento flector resultante

Se determina el momento de flexión resultante en la sección más peligrosa de los árboles teniendo en cuenta las cargas a la que está sometido este elemento, el orden del cálculo es el siguiente (folleto de transmisiones González; Rodríguez, 2009)

1. Determinación de las reacciones de apoyo en el plano vertical.
2. Determinación de las reacciones de apoyo en el plano horizontal.
3. Elaborar los gráficos de momentos de flexión y torsión.

4. Para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante. Luego de haber determinado los parámetros anteriores se calcula el momento flector resultante para la sección analizada:

$$M_{flex} = \sqrt{M_y^2 + M_x^2}; \text{ [N}\cdot\text{mm]}^-$$

(2.34) siendo:

$M_{flex}$  - momento de flexión resultante para la sección más peligrosa; [N·mm].

$M_y$  - momento en el plano del eje de las y; [N·mm].

$M_x$  - momento en el plano del eje de las x; [N·mm].

### Cálculo del momento equivalente

Por la tercera teoría de resistencia se determina el momento equivalente para la combinación de esfuerzos (folleto de transmisiones González; Rodríguez, 2009):

$$M_{eq} = \sqrt{M_{flex}^2 + M_t^2}; \text{ [N}\cdot\text{mm]}^-$$

(2.35)

### 2.8.4 Cálculo del diámetro de salida para la sección más peligrosa

Teniendo en cuenta la configuración geométrica del árbol considerado del tipo escalonado y por tanto con diferentes secciones longitudinales se calcula el diámetro de una de estas secciones la que se considerará las mas peligrosa. El diámetro obtenido se estandariza por la serie de números preferidos Ra 40 (folleto de transmisiones González; Rodríguez 2009):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{eq}}{0,1 \cdot (1 - \beta^4) [\sigma_{flex}]_{III}}}; \text{ [mm]}^-$$

(2.36) donde

$\beta$  - relación de diámetro interior entre diámetro exterior (para árboles macizos

$\beta = 0$ )

$[\sigma_{-1flex}]$  - tensión admisible a tracción compresión del material; [MPa].

$[\sigma_{flex}]_I [\sigma_{flex}]_{II} [\sigma_{flex}]_{III} = 3,8 : 1,7 : 1$

$[\sigma_{flex}]_I = 0,33\sigma_{res}$

Como aspecto esencial de este paso se tiene que luego de determinar el diámetro de la sección más peligrosa y estandarizar por la serie Ra 40, se escalona en sentido inverso hasta obtener el diámetro de salida.

## 2.9 Cálculo de las uniones por chavetas y árboles estriados

Par realizar el cálculo se determina el largo de la chaveta y se limitan las tensiones al aplastamiento (Dobrobolski, 1980).

Es posible conocer las dimensiones transversales de las chavetas por las normas por cuanto éstas están estandarizadas (ej. NC-06-08) en función del diámetro del árbol por lo que es necesario calcular la longitud para ello se plantea la condición de resistencia:

$$\frac{Mt}{A \cdot R \cdot \psi} \leq \sigma_{apl}$$

(2.37) donde:

Mt.-Momento torsor actuante;  $N \cdot mm$ .

R.- radio convencional de aplicación de la cargas

$\sigma_{apl}$  - tensión admisible al aplastamiento local

$\psi$  - coeficiente de irregularidad de distribución de la carga en la superficie de contacto.

$\psi = 1$  para las uniones por chavetas

$\psi = 0,7 \dots 0,8$  para las uniones dentadas (árbol estriado)

A.- área de la sección transversal

El área "A" y "R" dependen de la construcción de estas uniones:

Para chavetas prismáticas

$$A \approx 0,5h.l$$

(2.38)

$$R \approx 0,5d$$

(2.39) Para chavetas uniones dentadas

$$A \approx z.h.l$$

$$(2.40) \quad R = 0,25 \cdot (D_c + d_p) \quad \text{Para dientes de caras laterales rectas}$$

(2.41)  $D_c$  - Diámetro de cabeza de dentado

$d_p$  - Diámetro de pie de los dientes

z - número de dientes

**2.9.1 La longitud de la chaveta en función del momento teniendo en cuenta las tensiones al aplastamiento será:**

$$l \geq \frac{4Mt}{h \cdot d \cdot \sigma_{apl}}$$

(2.42)  $\sigma_{apl} \leq 150$  MPa si el cubo es de acero y las cargas son constantes y estáticas

**2.9.2 La longitud de la chaveta teniendo en cuenta las tensiones de cizallamiento será:**

$$l \geq \frac{2 \cdot Mt}{b \cdot d \cdot \sigma_{Ciz}}$$

(2.43)  $\sigma_{Ciz} \leq 70 \dots 80$  MPa

Se toma el valor de longitud calculada y estandarizada, la longitud de la chaveta debe ser menor que la del cubo en 10mm tratando de colocarla de manera simétrica

## **2.10 Propuesta del mantenimiento para el equipo de fabricación de ladrillos**

Para el sistema de fabricación de ladrillos, compuesta por una máquina de corte ladrillos, acoplada a la conformadora de ladrillos se establece el mantenimiento más adecuado, siendo este, el mantenimiento preventivo planificado (MPP).

El sistema de mantenimiento preventivo planificado (MPP) implica la restauración de la capacidad de trabajo de los equipos (precisión, potencia, rendimiento) y de su comportamiento (índices de consumo), mediante el mantenimiento técnico racional, cambio y reparación de las piezas y conjuntos desgastados, realizados conforme a un plan elaborado con anterioridad, (Portuondo Pichardo, 1995).

En Cuba existe abundante bibliografía, en la cual se aborda este conocido sistema de mantenimiento [Adams, 1966; García González, 1978-2; Hidalgo, 1983; Konsult, 1985; Portuondo Pichardo, 1985; Kelly, 1986; Navarrete, 1986, 1997; Orozco, 1990; Higgins, 1995] y otros.

### 2.10.1 Metodología de mantenimiento para la el equipo de fabricación de ladrillos

Una vez definido el ciclo de mantenimiento y su duración se podrá conocer el tiempo entre dos servicios consecutivos y entre dos reparaciones. Para ello pueden utilizarse las siguientes expresiones:

$$T_s = \frac{T}{R + P + M + 1}$$

(2.44)

$$T_r = \frac{T}{P + M + 1}$$

(2.45) donde:

Ts: Tiempo entre dos servicios de mantenimiento (cualesquiera que sean)

Tr: Tiempo entre dos reparaciones

T: Duración del ciclo en horas

R: Cantidad de revisiones

P: Cantidad de reparaciones pequeñas

M: Cantidad de reparaciones medianas

### 2.11 Costos de fabricación

Para el cálculo de costos de la cortadora de ladrillos, se tuvo en cuenta los procesos de por los cuales transita, como esta cortadora esta constituida por un tren de engranaje, un par de engranaje, además de una cuchilla, pasa por un largo proceso.

**Dichos procesos es:** maquinado.

Los cálculos de costos se obtendrán conociendo las operaciones que se realizan, tarifa de las operaciones y tiempo de trabajo, así como el consumo de los equipos y materia prima utilizada en el taller. Estas tarifas la podrás encontrar en el capítulo 3.

#### 2.11.1- Costo de maquinado



$$C_{MOperario} = Tarifa_{Operario} * Total_{Horas}; \quad (\$)$$

(2.46)  $C_{MOperario}$ : Costo de maquinado (para operarios); (\$)

$Tarifa_{Operario}$ : Tarifa de pago al obrero; (\$/h)

$Total_{Horas}$ : Total de horas de maquinado de la pieza; (h)

$$C_{MMáquina} = Tarifa_{Máquina} * Consumo_{Horas}; \quad (\$)$$

(2.47)  $C_{MMáquina}$ : Costo de maquinado (para máquinas); (\$)

$Tarifa_{Máquina}$ : Tarifa para el horario normal (\$)

$Consumo_{Horas}$ : Consumo de kW por hora; (kW/h)

$$C_{TotaldeMaquinado} = C_{MOperario} + C_{MMáquina}$$

(2.48)  $C_{TotaldeMaquinado}$ : Costo total de maquinado

## 2.12 Conclusiones parciales del capítulo 2

- ✓ Se estableció la metodología de cálculo para el rediseño del sistema de engranaje cilíndrico de dientes rectos.
- ✓ Se planteó la metodología de cálculo en el equipo de fabricación de ladrillos para árboles y ejes.
- ✓ Se estableció la propuesta del mantenimiento para el equipo de fabricación de ladrillos.

## CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

### 3.1 Introducción

En este capítulo se indican los resultados obtenidos a partir de las metodologías de cálculo empleadas, así como se dan las tablas y dibujos aclaratorios. En este capítulo se darán algunas aclaraciones para mejor comprensión y análisis de los resultados. Se da el resultado de los costos de producción a partir de la valoración técnico – económica de la pieza y la influencia que produce el proceso de formación de ladrillos al medio ambiente.

Este capítulo tiene como **objetivo**

Exponer los resultados alcanzados en el trabajo realizando el análisis de los mismos, así como la valoración económica y ambiental de los impactos actuales sobre el medio ambiente y la sociedad.

### 3.2 Tratamiento térmico al material AISI 3140

Al árbol de acero AISI 3140 recibirá un temple que consiste en calentar el acero hasta temperatura de  $(820 - 860)^{\circ}C$  con el objetivo de obtener una estructura martensítica como dureza y resistencia en el acero, con una permanencia en el horno de 40 min aproximadamente, posteriormente un enfriamiento lento en aceite. Luego se le dará un revenido alto, el cual consiste en darle temperatura superiores de  $500^{\circ}C$  y menos de  $650^{\circ}C$ , con el objetivo de obtener una baja dureza, con un mantenimiento en el horno de 100 min. Posteriormente un enfriamiento lento al aire (Martínez y Gordon., 1990).

### 3.3 Resultados obtenidos en el análisis cinemático y dinámico

Estableciendo el análisis la relación de transmisión por engranajes cilíndricos de dientes rectos, partiendo desde la salida del reductor, pasando por la máquina conformadora de ladrillos hasta llegar a la cortadora de ladrillos, estos valores se obtienen por la ecuación 2.1 y se establecen en la (tabla 3.1).

Tabla 3.1 Resultados de la relación de trasmisión en el equipo de fabricación de ladrillos

Relación de transmisión	$i_{1-2}$	$i_{3-4}$	$i_{5-6}$	$i_{4-7}$	$i_{8-9}$
-------------------------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------

Valores	2,5	1	1	1,5	2,5
---------	-----	---	---	-----	-----

### 3.3.1 Relación de transmisión en la cortadora de ladrillos

La relación de transmisión en la cortadora de ladrillos partiendo de la formación del tren de engranaje se obtiene por la ecuación (..) donde se sustituyen los números de dientes de la rueda  $Z_7 = 40$ , sobre la del piñón  $Z_4 = 25$  y se obtiene ( $i = 1,6$ ); dándole paso a la segunda relación de transmisión en la cortadora, obteniendo de esta forma según la ecuación (...), donde la rueda tiene un número de dientes de  $Z_8 = 64$ , sobre la del piñón  $Z_9 = 25$  y se obtiene una relación de transmisión de ( $i = 2,5$ ).

### 3.3.2 Determinación de la potencia de la máquina

Para la potencia de entrada al reductor mediante la ecuación (2.3) se tiene en cuenta lo siguiente, la potencia del motor 17 kW que se multiplica por el rendimiento del acoplamiento de platillo hacia el reductor, siendo de 0,94 el cual sustituyendo se obtiene  $N = 15,98$  kW.

### 3.3.3 Relación de transmisión total

Para la obtención de la relación de transmisión total establecida mediante la ecuación (2.2) se tiene en cuenta que; el número de revoluciones de la máquina (303,3), que se divide por el número de revoluciones del motor, sustituyendo se obtiene  $i_{total} = 0,71$ .

### 3.4 Análisis del cálculo de diseño de los principales elementos de la conformadora de ladrillos para los engranajes rectos

Para el cálculo de la distancia interaxial entre los ejes de los engranajes rectos por la ecuación (2.6), es necesario algunos coeficientes tales como, coeficiente que considera irregularidad de distribución de la carga entre los dientes  $K_{\alpha t} = 1,2$  para 8 grados de precisión, el coeficiente de carga  $K = 1,5$  cuando las ruedas en los árboles es próxima a la disposición asimétrica y el valor de  $\Psi_a$  de los engranajes, fabricados de acero mejorado y dispuesto de modo asimétrico, se recomienda tomar igual a 0,4.

La tensión admisible por contacto por la ecuación (2.8) se obtiene  $\sigma_H = 807,692$  MPa durante el trabajo prolongado, el valor del límite de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contacto se determina por la dureza (tabla No 2.5) que es igual  $\sigma_{ot} = 1$

050 MPa, con un temple a corazón y una dureza 50 HRC;  $n = 1,35$  coeficiente de seguridad para consecuencias graves de fallos y  $Z_R = 1$ , que es el coeficiente que considera la aspereza de las superficie en función del grado de aspereza de las superficies por la (tabla 2.4).

Sustituyen estos valores en la ecuación de distancia interaxial planteada anteriormente y se obtiene  $a_w = 740.95$  mm donde se normaliza a 745 mm.

### 3.5 Determinación de la tensión a la tracción

Tabla 3.2 Condición de resistencia

Parámetro	Unidad	Valores de los ejes							
		1	2	3	4	5	6	7	8
$\sigma_T$	(MPa)	708,63	731,24	463,50	461,93	455,05	792,96	530,66	528,86

En esta tabla se demuestra que todos los ejes que se encuentran ubicados en la máquina de fabricación de ladrillos, además de los ejes (6, 7, 8) ubicados en la cortadora de ladrillos, cumplen la condición de resistencia. Para el eje número 6 ubicado en la cortadora de ladrillos partiendo de la ecuación 2.11, la tensión a tracción es la encargada de reducir y satisfacer la condición según la cual, los esfuerzos de contacto existentes, no deben superar los esfuerzos admisibles, por lo que sustituyendo el valor de la distancia interaxial  $a_w = 745$  mm normalizada, la relación de transmisión  $i = 2,5$  para el primer eje de la cortadora de ladrillos, el momento torsor  $M_t = 69000$  Nmm, el ancho de la rueda  $b = 58.6$  mm según ecuación 2.7 y los coeficiente que considera la irregularidad de distribución de la carga entre los dientes  $K_{\alpha t} = 1,05$  para 8 grados de precisión, el coeficiente de carga  $K = 1,5$  donde las ruedas en los árboles es próxima a la disposición asimétrica se obtiene como resultado 792,96 MPa. Por lo que se cumple la condición de resistencia  $792.96MPa \leq 807.692MPa$ .

#### 3.5.1 Análisis condición de resistencia para el eje 7 en la cortadora de ladrillos

Para el segundo ejes de la cortadora de ladrillos sustituimos el valor de la distancia interaxial, la relación de transmisión, con un el momento torsor  $M_t = 20680$  Nmm, el ancho de la rueda  $b = 88.7$  mm según ecuación 2.7 y los coeficiente que considera la

irregularidad de distribución de la carga entre los dientes  $K_{\alpha t} = 1,05$  para 8 grados de precisión, el coeficiente de carga  $K = 1,5$  donde las ruedas en los árboles es próxima a la disposición asimétrica se obtiene como resultado 530,66 MPa. Por lo que se cumple la condición de resistencia.

### 3.5.2 Análisis condición de resistencia para el eje 8 en la cortadora de ladrillos

Para el segundo ejes de la cortadora de ladrillos sustituimos el valor de la distancia interaxial, la relación de transmisión, con un el momento torsor  $M_t = 20470$  Nmm, el ancho de la rueda  $b = 46,5$  mm según ecuación 2.7 y los coeficiente que considera la irregularidad de distribución de la carga entre los dientes  $K_{\alpha t} = 1,05$  para 8 grados de precisión, el coeficiente de carga  $K = 1,5$  donde las ruedas en los árboles es próxima a la disposición asimétrica se obtiene como resultado 528,86 MPa. Por lo que se cumple la condición de resistencia.

### 3.5.3 Resultado preliminar del módulo normal

El módulo normal se determina por el criterio principal de capacidad de trabajo y la resistencia de contacto por lo que sustituyendo el valor de la distancia interaxial  $a_w = 745$  mm normalizada, a partir de la ecuación 2.12 se obtiene como módulo normal  $m_n = 14$  mm normalizado.

### 3.5.4 Módulo normal cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal de capacidad de trabajo

Partiendo de la ecuación 2.13 se obtiene el módulo normal cuando la resistencia a la flexión es el criterio principal donde se sustituyen los valores siguientes:  $\beta = 90$  siendo el ángulo de inclinación del diente,  $Y_\beta = 0,3$  coeficiente del ángulo de inclinación del diente ecuación (2.14);  $Y_F = 3,75$  coeficiente de resistencia de los dientes según las tensiones locales y  $K = 1,5$  coeficiente de carga para los engranajes  $\Psi_m = 15$ . Finalmente se sustituyen en la ecuación planteada anteriormente obteniendo módulo normal menor que módulo preliminar, por lo que se escoge el mayor módulo siendo este  $m_n = 14$  que garantizar la resistencia a la flexión y la tensión de contacto.

### 3.6 Análisis de los resultados principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes rectos

El análisis que se hace en este epígrafe de las principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes rectos es en la cortadora de ladrillos donde analizamos dos pares de engranajes; (ver tabla 3.3 y tabla 3.4)

En la tabla (3.3) se muestran los resultados de las dimensiones principales de las relaciones geométricas en las transmisiones por engranajes exteriores de dientes cilíndricos de dientes en el primer escalón, donde para la obtención de estos valores se tiene en cuenta el número de dientes del piñón  $Z_1 = 21$  y la rueda  $Z_2 = 40$ , la relación de transmisión de la misma  $i = 1.6$ , módulo normal 14 mm y el ángulo de inclinación de los dientes  $\beta = 90^\circ$ .

Tabla 3.3. Dimensiones principales de las transmisiones de dientes rectos en el primer eje de la cortadora de ladrillos

Nombre	Ecuación	Valor	Unidad de medida	Designación
Número sumario de dientes	2.15	62	(-)	$Z_\Sigma$
Número de dientes del piñón	2.16	23	(-)	$Z_1$
Número de diente de la rueda	2.17	38	(-)	$Z_2$
Diámetro de la circunferencia primitiva del piñón	2.18	754	mm	$d_{w1}$
Diámetro de la circunferencia primitiva de la rueda	2.19	1192	mm	$d_{w2}$
Diámetro de la circunferencia exterior para el piñón	2.20	717	mm	$d_{a1}$
Diámetro de la circunferencia exterior para la rueda	2.21	1164	mm	$d_{a2}$
Distancia Interaxial	2.22	1015	mm	$a_w$
Módulo circunferencial	2.23	31,25	mm	$m_t$
Altura del diente	2.24	31.5	mm	$h$
Altura de la cabeza del diente	2.25	7	mm	$ha$
Juego radial	2.26	3,5	mm	C
Diámetro de la circunferencia de fondo del piñón	2.27	780	mm	$df_1$
Diámetro de la circunferencia de fondo de la rueda	2.28	1227	mm	$df_2$

Los valores obtenidos en la tabla 3.3 demostraron que las medidas geométricas para la cortadora de ladrillos cumple con las exigencias requeridas, ya que posee un poder aumentar de durabilidad del equipo. Por lo que trae consigo una mayor eficiencia a la planta y mayor vida útil del equipo, aumentando el ahorro en el mantenimiento.

Para el segundo par de engranajes te tienen los valores siguientes, el números de dientes del piñón  $Z_3 = 25$  y la rueda  $Z_4 = 64$ , la relación de transmisión de la misma  $i = 2,5$ ; módulo normal 14 mm y el ángulo de inclinación de los dientes  $\beta = 90$ , los valores se representan en la (tabla 3.4).

Tabla 3.4. Dimensiones principales de las transmisiones de dientes rectos en el segundo eje de la cortadora de ladrillos

Nombre	Ecuación	Valor	Unidad de medida	Designación
Número sumario de dientes	2.15	88	(-)	$Z_{\Sigma}$
Número de dientes del piñón	2.16	24	(-)	$Z_1$
Número de diente de la rueda	2.17	63	(-)	$Z_2$
Diámetro de la circunferencia primitiva del piñón	2.18	780	mm	$d_{w1}$
Diámetro de la circunferencia primitiva de la rueda	2.19	1997	mm	$d_{w2}$
Diámetro de la circunferencia exterior para el piñón	2.20	752	mm	$d_{a1}$
Diámetro de la circunferencia exterior para la rueda	2.21	1969	mm	$d_{a2}$
Distancia Interaxial	2.22	1390	mm	$a_w$
Módulo circunferencial	2.23	31,25	mm	$m_t$
Altura del diente	2.24	31.5	mm	$h$
Altura de la cabeza del diente	2.25	7	mm	$h_a$
Juego radial	2.26	3,5	mm	C
Diámetro de la circunferencia de fondo del piñón	2.27	815	mm	$df_1$
Diámetro de la circunferencia de fondo de la rueda	2.28	2032	mm	$df_2$

Los valores logrados en la tabla 3.4 señalaron que las medidas geométricas cumplen con las exigencias solicitadas, ya que posee un poder de desarrollar de durabilidad del equipo. Por lo que trae consigo una mayor eficiencia a la planta y mayor vida útil del equipo, aumentando el ahorro en el mantenimiento.

### 3.7 Resultados de la metodología de cálculo para el rediseño de los árboles de la conformadora de ladrillos

En la tabla 3.5, se representan los valores del cálculo para el rediseño de los árboles de la conformadora de ladrillos.

Tabla 3.5 Valores del cálculo para el rediseño

Parámetro	Unidad de medida	Ecuación	Valores de los ejes				
			1	2	3	4	5
$d_k$	(mm)	(2.1)	20	51,334	70,102	69,864	68,824
$Mf_{máx}$	(N.mm)	(2.55)	9890	12600	53680	26420	21840
$Mtor$	(N.mm)	(2.53)	49243	54110	13780	13640	13040
$d$	(mm)	(2.57)	30	12,757	44.533	35,163	32,998

Por medio de la metodología de cálculo propuesta se determinaron que entre los ejes situados en la máquina de fabricación de ladrillos, se obtuvieron partiendo de los valores que nos brinda la tabla 3.5. El momento torsor provocado por el accionamiento mecánico, tiene que ser mayor que el momento torsor que actúa sobre los ejes, para que exista un buen funcionamiento del accionamiento mecánico. La potencia de la máquina debe ser menor que la potencia del motor para que este pueda vencer las cargas aplicadas al eje siendo,  $N_{mot}=17 \text{ kW} \geq N_{máq}= 15 \text{ kW}$ .

#### 3.7.1 Resultados de la metodología de cálculo del diseño de los árboles en la cortadora de ladrillos

En la tabla 3.6, se representan los valores del cálculo para el diseño de los árboles de la cortadora de ladrillos

Tabla 3.6 Valores del cálculo para el diseño

Parámetro	Unidad de medida	Ecuación	Valores de los ejes		
			6	7	8
$d_k$	(mm)	(2.1)	55.667	80.26	79.987
$Mf_{máx}$	(N.mm)	(2.55)	13370	31220	33470
$Mtor$	(N.mm)	(2.53)	69000	20680	20470

$d$	(mm)	(2.57)	28.017	37,175	38.045
-----	------	--------	--------	--------	--------

En esta tabla se demuestra que todos los ejes diseñados para la cortadora de ladrillos, cumplen las condiciones específicas para su fabricación.

### 3.8 Análisis resultado del cálculo de las uniones por chavetas

En la tabla 3.7 se establecen los valores obtenidos por el cálculo de las chavetas de los ejes existentes en el equipo de fabricación de ladrillos.

Tabla 3.7 Valores obtenidos en el cálculo de las uniones por chavetas de cada eje perteneciente a la máquina de fabricación de ladrillos

Parámetro	Unidad de medida	Ejes y sus valores						
		2	3	4	5	6	7	8
$d$	(mm)	300	350	300	400	400	300	300
$M_t$	(N.mm)	54110	137800	136400	130400	69000	206800	204700
$\tau_{apl}$	(Mpa)	150	150	150	150	150	150	150
Longitud	(mm)	1.85	4.038	4.663	3.344	1.769	7.07	6.998
$\tau_{Ciz}$	(Mpa)	75	75	75	75	75	75	75
Longitud	(mm)	2.405	5.25	6.062	4.347	2.3	9.191	9.098

Tabla 3.8 Valores obtenidos en el cálculo de las uniones por chavetas de cada eje perteneciente a la máquina de fabricación de ladrillos

Parámetro	Unidad de medida	Ejes y sus valores		
		6	7	8
$d$	(mm)	400	300	300
$M_t$	(N.mm)	69000	206800	204700
$\tau_{apl}$	(Mpa)	150	150	150

Longitud	(mm)	1.769	7.07	6.998
$\sigma_{Ciz}$	(Mpa)	75	75	75
Longitud	(mm)	2.3	9.191	9.098

Para la selección de la chaveta en el eje de la cortadora de ladrillos hay que tener en cuenta la condición de resistencia, por lo que se parte desde el radio convencional en la ecuación 2.39 siendo el diámetro del árbol  $d = 600 \text{ mm}$  y sustituyéndolo en la ecuación anterior se obtiene como resultado  $R = 300 \text{ mm}$ . Además se tiene en cuenta, la altura, el área de la sección transversal. Luego de encontrar estos valores se sustituyen en la ecuación 2.42, teniendo que el momento torsor es de  $69000 \text{ N}\cdot\text{mm}$ , obtenemos como resultado  $6 \text{ MPa}$ ; siendo así, la condición se cumple ya que el valor de la tensión de aplastamiento es de  $150 \text{ MPa}$ , para el cubo de acero y cargas constantes y estáticas.

### 3.9 Propuesta del mantenimiento para el equipo de fabricación de ladrillos

Resultados del mantenimiento para el equipo de fabricación de ladrillos

Revisiones: 9; Reparaciones Pequeñas: 6; Reparaciones Medianas: 2; Reparaciones Generales: 1



### 3.10 Análisis del costo de fabricación de la pieza

Costo de la energía eléctrica

Para determinar el costo de la energía eléctrica se tuvo en cuenta la tarifa de pago del MINBAS a la UNE, ésta pertenece al grupo A1, que es el pago en CUC, con una demanda contratada de  $1\ 500 \text{ kW}$  para obtener este servicio de pago de  $\$3,00$ .

Para los diferentes horarios (pico, normal y madrugada) se establece una tarifa de pago, siendo el precio de  $0,04 \text{ \$/kWh}$  la tarifa eléctrica establecida en horario normal.

Tabla 3.9 Costos de maquinado

Calificación	Tarifa (\$/h)	Total horas	Importe (\$)
--------------	---------------	-------------	--------------

Tornero	2.64	1	2.64
Fresador	2.64	0.33	0.8382
Total			3,4782

Tabla 3.10 Costo de las máquinas

Máquinas	Tarifa (\$/kWh)	Consumo por hora(kW/h)	Importe (\$)
Torno 165 (Ruso)	0.04	13	0.52
Fresadora 6Г610	0.04	10	0.4
Total			0.92

El costo total de maquinado es de \$4,3982.

### 3.11 Valoración económica

El análisis económico como instrumento de la gestión productiva, tiene un rol específico en cuanto a aportar al proceso de las decisiones, cierta objetividad, es decir, convertir en valores numéricos una cantidad de variables indicativas asociadas al diseño y a las tecnologías de fabricación, dotando a las decisiones que hasta ahora se toman con argumentos básicamente cualitativos de variada índole, con una base cuantitativa y de cierto orden, en función de los objetivos planteados. Aunque en muchos casos sea incipiente, el resultado obtenible es incuestionablemente superior.

El presente análisis lleva explícito un estudio detallado que se puede denominar precio-costo, realizado desde el nivel macroeconómico internacional hasta el área empresarial que se hace referencia, y persigue como objetivo validar la factibilidad económica que concede la fabricación, dentro de la propia empresa, de la cortadora de ladillos.

El método utilizado para la completa confección de este capítulo ha sido, la valoración económica directa y la metodología empleada fue la siguiente:

- ✓ Se consultó el precio por el cual se adquiere las piezas para la cortadora en Combinado Mecánico Gustavo Machín.
- ✓ Se realizó la ficha para determinar el precio por hora de cada obrero en la obtención de la pieza mencionada.
- ✓ Se comparó el precio de adquisición de la pieza en el extranjero con el costo de la fabricación de la misma en la empresa.
- ✓ Los datos de la ficha de Precio y otros elementos del costo de la pieza, se pueden consultar en los Anexos del trabajo.

El análisis de los documentos contables de la empresa así como el trabajo en Internet, permitieron declarar que el precio de compra en el exterior de la Cortadora de Ladrillos asciende a \$(3999,99 – 5999,99) CUC. Teniendo en cuenta el valor de las materias primas y materiales \$(325,42) CUC, los gastos de la fuerza de trabajo equivalen a \$(25,42) CUC) y los gastos generales de administración en la confección de la ficha de costo para la fabricación de la pieza dentro de la propia empresa, se pudo determinar que el costo total de producción de la misma se encuentra alrededor de los \$(2509,13 - 3792,33 ) CUC, implicando esta cifra un ahorro vital de \$(1490,86) CUC a la empresa. En razón de las cifras mencionadas y por la importancia que revisten los conceptos de maximización, aprovechamiento de los recursos y eficiencia en nuestra economía, se considera económicamente factible, la fabricación de la piezas de la cortadora de ladrillos con el costo de la empresa que desea dichos productos.

### **3.12 Impacto ambiental del conjunto**

En este trabajo de diploma realizaremos la valoración de la pieza, del taller o planta donde se encuentra ubicada, además de la valoración del conjunto al cual pertenece. Dicho conjunto esta compuesto por un motor eléctrico con el sistema de reductor, los pasos por transmisión por engranajes de la conformadora de ladrillos, teniendo acoplada a esta la cortadora de ladrillos.

#### **3.12.1 Principales indicadores contaminantes**

Los principales indicadores contaminantes o que afectan el medio ambiente de alguna manera en el conjunto a analizar son:

- ✓ Ruido exagerado, partiendo desde el motor hasta el sistema de engranaje, provocando así, sordera y la poca concentración a los obreros que trabajan directamente con el equipo.
- ✓ Contaminación del medio ambiente dentro del taller donde se elaboran los ladrillos producto al derrame de lubricantes líquidos y sólidos necesarios para el funcionamiento del conjunto.
- ✓ Contaminación del medio por los polvos que se desprenden del mineral y que por ser tan pequeños, estos se elevan a la atmósfera.



✓ Contaminación por el consumo elevado de electricidad que provoca el aumento de la demanda eléctrica y análogamente el aumento de extracción de combustible y con el aumento de la contaminación del medio ambiente.

Estos son los principales elementos contaminantes que interviene de alguna forma nuestro equipo, que formar parte de la producción de ladrillos.

### **3.13 Conclusiones parciales del Capítulo 3**

1. Se verificó la resistencia de los ejes de la conformadora de ladrillos y de la cortadora, comprobándose que los mismos cumplen con la condición de resistencia.
2. Al analizar los resultados se muestra que el costo total de maquinado es de \$4,3982.
3. Se establecieron algunos parámetros que influyen en la contaminación del medio ambiente, para la prevención de los mismos.



## CONCLUSIONES GENERALES

1. Se determinaron los parámetros del diseño de la cortadora de ladrillos, así como el material acero AISI 3140 para los ejes y transmisiones dentadas, acero aleado 5XHM para la fabricación de la herramienta de corte de la cortadora de ladrillos.
2. Se establecieron los parámetros tecnológicos para el cálculo del sistema de engranaje de la máquina conformadora de ladrillos, en las cuales se corroboraron que dicha máquina posea un estado favorable en su buen funcionamiento.
3. La valoración económica de la fabricación del diseño propuesto demuestra que esta se puede fabricar con un costo de 2509,13 CUC y el costo de una máquina para el corte de ladrillos en el mercado internacional es de 3792,33 CUC, lo que representa un ahorro de 1490,86 CUC al compararlo con el costo de compra en el extranjero.



## RECOMENDACIONES

1. Profundizar en el estudio de las cortadoras de ladrillos para desarrollar el diseño de estas, bajo las condiciones requeridas para su buen uso y funcionamiento.
2. Desarrollar un estudio de factibilidad económica y tecnológica que permita determinar la variante óptima a utilizar para minimizar la presencia de los altos consumos de energía.
3. Generalizar los resultados de esta investigación en las diferentes empresas, así como en los talleres de producción de ladrillos, como el taller de producción ECOPP el tejar, Moa; donde se utilizan componentes que operan bajo regímenes similares.

## Anexos

Tabla 2.4 Grado de aspereza de las superficies

Grado de aspereza	$Z_R$
Hasta 5°	0,9
6°	0,95
7° o mayor	1

Tabla No 2.5 Límites de fatiga de las capas superficiales de los dientes por contactos.

Tratamiento térmico o Químico-térmico	Dureza superficial	Grupos de materiales	Límites de fatiga por contacto $\sigma_{ot}$ ; Kgf/cm <sup>2</sup>
Mejoramiento (Temple + Revenido); Normalización.	HB(200÷350)	<b>Aceros al carbono y aleados</b>	20. (dureza HB)+700
Temple a corazón (Volumétrico)	HRC (40 ÷ 56)		180. (dureza HRC) + 1500
Temple superficial	HRC(45 ÷55)		170. (dureza HRC) +2000
Cementación	HRC (55 ÷ 65)	Aceros aleados	230. (dureza HRC)
Nitruración	HRC $\geq$ 60		200. (dureza HRC) 15. (dureza HV)
Sin tratamiento térmico		Hierro fundido	20. (dureza HB)

 Tabla No 2.7 Límites de resistencia a la fatiga  $\sigma_0$ , expresado en las tensiones locales.

Tratamiento térmico.	Dureza del diente	Marca del acero	$\sigma_0$ ; kgf/cm <sup>2</sup>	Valores de $n_1$ para el caso de probabilidad de no destrucción al 98%
Normalización, mejoramiento.	HB(200÷350)	AISI 1040, 45, 3140, 5052-H32	18. (dureza HB)	1,75
Temple a corazón	HRC(45 ÷55)	5052-H32, 3140, 8742	5000-6000	1,75-1,85
Temple superficial	HRC(45÷55)	40, 45	6500	1,75
Temple por CAF a corazón.	HRC(45÷55)	5052, 3140	5500	1,75
Cementación	HRC(55÷65)	1015, 1020, 3120,	7500-8000	1,55
Nitruración	HRC $\geq$ 60	3135, 4140 3140	7000	1,65-1,75

Tabla No.2.6 Coeficientes de resistencia de los dientes para el cálculo de tensiones local.

Z	$Y_F$	Z	$Y_F$
17	4,30	50	3,73
20	4,12	60	3,73
25	3,96	80	3,74
30	3,85	100	3,75
40	3,75	&	3,80

Los parámetros que no aparezcan en la tabla 3 se pueden seleccionar a través de la figura 15.23 Pág. 288 del folleto de transmisiones.

**Tabla No 2.7.** Límites de resistencia a la fatiga  $\sigma_0$ , expresado en las tensiones locales.

Tratamiento térmico.	Dureza del diente	Marca del acero	$\sigma_0$ ; kgf/cm <sup>2</sup>	Valores de $n_1$ para el caso de probabilidad de no destrucción al 98%
Normalización, mejoramiento.	HB(200÷350)	AISI 1040, 45, 3140, 5052-H32	18. (dureza HB)	1,75
Temple a corazón	HRC(45 ÷55)	5052-H32, 3140, 8742	5000-6000	1,75-1,85
Temple superficial	HRC(45÷55)	40, 45	6500	1,75
Temple por CAF a corazón.	HRC(45÷55)	5052, 3140	5500	1,75
Cementación	HRC(55÷65)	1015, 1020, 3120,	7500-8000	1,55
Nitruración	HRC $\geq$ 60	3135, 4140 3140	7000	1,65-1,75

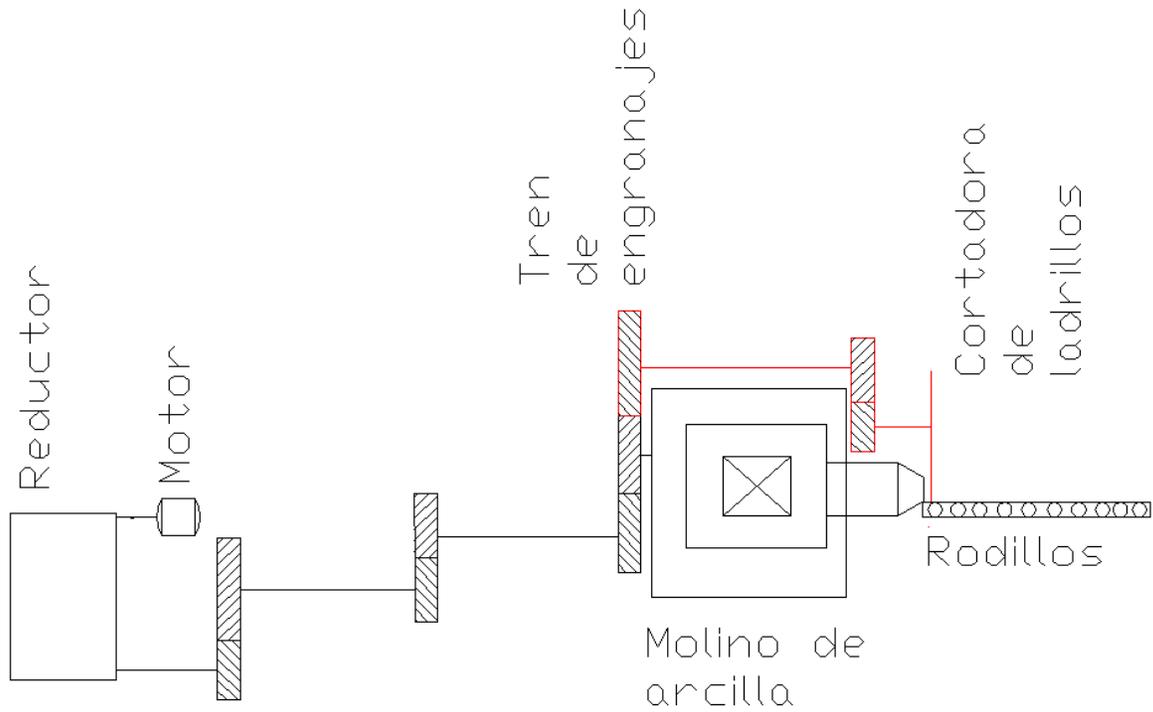


Diagrama del Sistema de engranaje de la maquina conformadora de ladrillos con una cortadora de ladrillos acoplada en unos de los engranajes. A partir de la formación del tren de engranaje compuesto.

