

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **ESCUELA DE INGENIERÍA**

### **REDISEÑO DEL REDUCTOR PRINCIPAL DEL HORNO DE LA EMPRESA CEMENTOS SELVA ALEGRE**

#### **PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**GERMÁNICO GEOVANNY GUEVARA GUEVARA  
EDISON FERNANDO MONTOYA MORALES**

**DIRECTOR: ING. JUAN ANTONIO SERRANO**

**Quito, junio 2007**

## **DECLARACIÓN**

Nosotros, Germánico Geovanny Guevara Guevara y Edison Fernando Montoya Morales, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

**Geovanny Guevara**

---

**Edison Montoya**

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Germánico Geovanny Guevara Guevara y Edison Fernando Montoya Morales, bajo mi supervisión.

---

**Ing. Juan Antonio Serrano**  
**DIRECTOR DE PROYECTO**

## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar quiero agradecer a mis padres y hermanos por la confianza depositada en mí.

Al Ing. Juan Antonio Serrano como al Ing. Jorge Granja, la oportunidad que me han dado al confiar y apoyar este trabajo desde el primer día.

A todos mis compañeros de la Carrera, a los grandes amigos del laboratorio de fundición por su colaboración y ayuda incondicional tanto dentro como fuera de la Politécnica.

Y por último a ti Carito, por estar a mi lado en todo momento y compartir las alegrías y penas que me ha llevado realizar este trabajo.

**Geovanny**

Agradezco en primer lugar a Dios por siempre estar a mi lado.

A mis Padres por la confianza brindada, por su apoyo y amor incondicional.

Al Ing. Juan Antonio Serrano, por su acertada coordinación y diligencia en este trabajo.

Al Ing. Jorge Granja, por la oportunidad y facilidades prestadas durante toda la realización del proyecto.

A todos los compañeros y profesores de la carrera de Ingeniería Mecánica.

**Edison**

## **DEDICATORIA**

A mis padres y hermanos, porque han hecho todo lo que estuvo en sus manos para ayudarme a concluir esta etapa de mi vida.

**Geovanny**

A Dios, mi familia, compañeros y profesores, ya que siempre en ellos encontré el apoyo incondicional para poder llegar a ésta nueva etapa que me espera en vida.

**Edison**

## ÍNDICE

<b>CAPÍTULO I</b> .....	1
1.1 GENERALIDADES.....	1
1.1.1 RESEÑA HISTÓRICA.....	1
1.1.2 EL CEMENTO.....	2
1.1.3 PROCESO DE FABRICACIÓN DEL CEMENTO.....	4
1.1.3.1 Obtención de las materias primas.....	6
1.1.3.1.1 Arranque.....	7
1.1.3.1.2 Transporte.....	8
1.1.3.1.3 Tratamiento.....	8
1.1.3.2 Almacenamiento y expedición de materia prima.....	9
1.1.3.3 Molienda de las materias primas.....	9
1.1.3.4 Homogeneización de crudo.....	9
1.1.3.5 Cocción en el horno rotativo.....	9
1.1.3.6 Almacenamiento de clínker.....	11
1.1.3.7 Molienda de clínker o de cemento.....	11
1.1.3.8 Almacenamiento, envase y despacho.....	11
1.1.3.9 Generación térmica.....	11
1.1.4 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO.....	11
1.1.4.1 Información general.....	12
1.1.4.2 Componentes del horno.....	13
<b>CAPÍTULO II</b> .....	14
2.1 REDUCTORES Y MOTORREDUCTORES.....	14
2.1.1 INTRODUCCIÓN A LOS REDUCTORES.....	14
2.2 PARTES QUE CONFORMAN EL REDUCTOR.....	15
2.2.1 EJES.....	15
2.2.1.1 Definición.....	15
2.2.1.2 Diseño.....	15
2.2.1.3 Cargas.....	16
2.2.1.3.1 Método de la rigidez torsional y lateral.....	18
2.2.1.3.2 Diagramas de momentos.....	19
2.2.2 RODAMIENTOS.....	20
2.2.2.1 Definición.....	20

2.2.2.2 Tipos de rodamientos .....	20
2.2.2.3 Vida de los rodamientos .....	22
2.2.2.4 Cargas en rodamientos .....	23
2.2.2.5 Selección de rodamientos .....	23
2.2.3 LUBRICACIÓN .....	26
2.2.3.1 Definición.....	26
2.2.3.2 Tipos de lubricación.....	26
2.2.3.3 Pérdida de lubricación .....	27
2.2.3.4 Fallas de lubricación.....	27
2.2.3.5 Selección del lubricante.....	28
2.2.4 CHAVETAS .....	28
2.2.4.1 Tipos de chavetas .....	28
2.2.5 CAJA .....	30
2.3 MANTENIMIENTO DE REDUCTORES .....	30
2.3.1 PROBLEMAS QUE CAUSA EL MANTENIMIENTO DEL MOTOR REDUCTOR .....	31
2.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	32
2.4.1 PLANTEO DE POSIBLES SOLUCIONES.....	32
2.4.1.1 Factores de calificación .....	33
2.4.1.1.1 Mantenimiento.....	34
2.4.1.1.2 Vida útil.....	34
2.4.1.1.3 Facilidad de montaje .....	34
2.4.1.1.4 Disponibilidad .....	34
2.4.1.1.5 Costo .....	34
2.4.2 TOMA DE DECISIONES .....	35
<b>CAPÍTULO III</b> .....	37
3.1 DISEÑO EN BASE A LAS LIMITACIONES DEL REDUCTOR.....	37
3.2 DISEÑO DE LOS NUEVOS ENGRANAJES DE LA PRIMERA ETAPA.....	38
3.2.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO.....	39
3.2.1.1 Engranajes Helicoidales Paralelos .....	40
3.2.1.1.1 Consideraciones Cinemáticas y Dimensionamiento.....	40
3.2.1.1.2 Análisis De Fuerzas.....	44
3.2.1.1.3 Cálculos según AGMA .....	45

3.2.1.1.4 Resistencia a la fatiga .....	45
3.2.1.1.5 Factor de seguridad a presión para engranes helicoidales .....	46
3.2.1.1.6 Presión de Hertz.....	46
3.2.1.1.7 Factor de seguridad de la superficie.....	48
3.2.2 CÁLCULO .....	48
3.2.2.1 Elección del módulo .....	49
3.2.2.2 Elección del ángulo de presión.....	51
3.2.2.3 Elección del ángulo de hélice .....	51
3.2.2.4 Cálculo de las fuerzas .....	52
3.2.2.5 Diseño de los engranajes por fatiga a flexión.....	53
3.2.2.6 Cálculo de los esfuerzos superficiales de Hertz. ....	56
<b>CAPÍTULO IV</b> .....	60
4.1 COMPROBACIÓN DE LOS ELEMENTOS .....	60
4.1.1 COMPROBACIÓN DEL EJE PIÑÓN.....	62
4.1.2 COMPROBACIÓN DEL EJE-PIÑÓN DE ACOPLA DEL ENGRANE .....	65
4.1.3 COMPROBACIÓN O SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS. ....	72
4.1.3.1 Vida del rodamiento.....	72
4.1.3.2 Ejemplo de cálculo para el rodamiento 23218C .....	73
4.1.3.3 Cálculo del factor de seguridad del rodamiento. ....	74
4.1.4 COMPROBACIÓN DE LA CHAVETA .....	75
4.1.5 SELECCIÓN DEL LUBRICANTE .....	76
4.1.6 COMPROBACIÓN DEL ACOPLAMIENTO .....	77
4.1.6.1 Comprobación de torques en los acoples.....	78
4.2 COSTOS DE IMPLANTACIÓN DEL EQUIPO.....	79
4.2.1 EXPLICACIÓN DE COSTOS .....	79
<b>CAPÍTULO V</b> .....	82
5.1 RECOMENDACIONES .....	82
5.1.1 MONTAJE .....	82
5.1.2 LUBRICACIÓN.....	82
5.1.3 MANTENIMIENTO .....	83
5.2 CONCLUSIONES.....	83
5.2.1 CONCLUSIONES ESPECÍFICAS .....	83
5.2.2 CONCLUSIONES GENERALES.....	83

<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	85
ANEXO 1: TIPOS DE CEMENTO Y SUS USOS .....	88
ANEXO 2: VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS ENGRANES SEGÚN EL TIPO DE DIENTE .....	91
ANEXO 3: TABLAS DE CÁLCULO DE ENGRANAJES .....	92
ANEXO 4: BENEFICIOS, CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES DEL LUBRICANTE.....	97
ANEXO 5: TABLAS DE CONSTANTES UTILIZADAS EN LOS CÁLCULOS.....	100
ANEXO 6: ACOPLA DEL MOTOR-REDUCTOR.....	106
ANEXO 7: PROFORMAS DE COSTOS.....	108
ANEXO 8: INDICACIONES GENERALES DEL FABRICANTE DEL MOTOR REDUCTOR.....	110
<b>PLANOS</b> .....	113

## RESUMEN

El trabajo consiste en la descripción de los procesos para la producción de cemento, estudio de los procedimientos de mantenimiento de reductores y del análisis del diseño de engranajes.

Dentro del proceso de producción de cemento, éste empieza con la obtención, almacenamiento y preparación de materias primas, almacenamiento y preparación de combustibles, cocción de las materias primas (obtención de clínker), molienda del clínker (obtención de cemento), almacenamiento del cemento, ensacado y expedición de cemento.

Para que los efectos sean los mínimos en cuanto a producción de clínker, se parte del análisis del diseño original y de un estudio posterior de los efectos del incremento en la producción y máxima velocidad del horno.

El procedimiento para determinar este objetivo se muestra:

1. Evaluar la posibilidad de cambio del sistema de transmisión y de sus componentes de acuerdo a las restricciones que presenta el reductor, como es: distancia entre ejes, volumen interior del reductor, anchos de cara del eje y del piñón, tipo de rodamientos que el reductor puede contener, potencia transmitida, revoluciones de entrada-salida.
2. Establecer la cinemática de funcionamiento, es evaluar las dimensiones, velocidades de funcionamiento, potencia transmitida, tipos de engranajes, ubicación relativa respecto a los demás componentes.
3. Analizar el estado del reductor actual y de sus partes, que consiste en evaluar los esfuerzos, dimensiones, tanto de ejes, rodamientos, chavetas, engranajes, piñones; evaluar factores de seguridad por falla estática y falla por fatiga a flexión y superficial (esfuerzos de Hertz), para comparar el nuevo diseño.

Para ayuda se recurre a una hoja de cálculo de Excel donde se pueden evaluar más eficientemente los resultados, con la posibilidad de variar los datos, que permite un análisis más dinámico del diseño.

4. Evaluar los factores de seguridad de los elementos que no sufren modificación o cambio y los costos de implementar el sistema.

## **PRESENTACIÓN**

En el presente trabajo se encuentran conceptos que se integran en el Diseño de Máquinas, así mismo permitirá familiarizarse con los términos que aquí se incluyen, algunos de los conceptos que tratados será: engranajes helicoidales, ejes de transmisión, chavetas, rodamientos, materiales y su aplicación, lubricación, reductores, mantenimiento, acoples.

Todas las industrias hoy buscan mejorar los procesos y optimizar recursos, todo como una cultura de reciclaje y mejora de la industria, la economía y el bienestar de la comunidad en conjunto; este trabajo pretende dar ideas útiles y aplicables, además de ampliar el conocimiento del diseño, la ciencia y la tecnología de materiales. Debido a que no se puede obviar los cambios que en la industria se generan momento a momento, es de gran importancia el conocimiento de dichas tecnologías, aunque éstas no estén presentes en la vida de manera constante; esperando que este material sea de provecho y utilidad para ampliar la visión en la industria y del uso adecuado y conciente de la materia prima, con los cuales se debe ser cuidadoso en su uso que se pretende darle a este recurso y caminar de la mano con ellos para poder subsistir económicamente, como economía nacional y economía individual.

# CAPÍTULO I

## 1.1 GENERALIDADES

### 1.1.1 RESEÑA HISTÓRICA



La Empresa Cementos Selva Alegre S.A. se encuentra ubicada en la ciudad de Otavalo en la provincia de Imbabura, fue creada en 1974, con la participación de los sectores público y privado, para la fabricación de cemento, contribuyendo de esta manera al desarrollo industrial del Ecuador, generando fuentes de trabajo directa e indirectamente en la zona norte del país.

En el año 1980 se produce el primer saco de cemento, producto que desde un inicio ha cumplido y superado las normativas de calidad, siendo prontamente favorecido por la preferencia y confianza del sector de la construcción y de la población.

Desde el año 1994 y dentro del programa de modernización del país, esta importante empresa pasa a ser administrada por el sector privado, consolidándose como una de las empresas más eficientes del Ecuador. Por su capacidad de producción y monto de las inversiones se ubica como la segunda empresa cementera del país.

Desde el año 1994, se desarrolla un dinámico programa de modernización y optimización de la empresa con importantes inversiones, tanto en los procesos de fabricación como en su gestión administrativa.

En diciembre de 2004, la exitosa trayectoria de Cementos Selva Alegre S.A., es fortalecida al ser adquirida por el Grupo LAFARGE de Francia.

En esta nueva etapa Cementos Selva Alegre S.A., se propone seguir creciendo, ubicando a la SEGURIDAD como su principal vector para lograr resultados, continuar con su aporte al progreso y desarrollo de país, apoyar a su entorno, desarrollar personas, procurar el desarrollo sustentable y asumir una nueva visión como parte de una empresa integrada al grupo más grande del mundo en materiales de construcción LAFARGE.

### **1.1.2 EL CEMENTO**

El cemento es un material que une los fragmentos detríticos<sup>1</sup> (arenas o gravas) de ciertas rocas clásticas<sup>2</sup> (areniscas o conglomerados). En general el cemento de estas rocas se origina por precipitación química, siendo las sustancias cementantes más frecuentes la sílice, los carbonatos y los óxidos de hierro.

El cemento es un polvo seco hecho de sílice, alúmina, cal, óxido de hierro y óxido de magnesio, se caracteriza por su endurecimiento (fraguado) al mezclarse con agua, en el cual se producen reacciones de hidratación todas exotérmicas<sup>3</sup>.

Existen varias clases de cemento:

- Cemento aluminoso
- Cemento asfáltico
- Cemento bituminoso
- Cemento blanco
- Cemento con aire ocluido
- Cemento de albañilería
- Cemento de alta temperatura
- Cemento de asbesto
- Cemento de azufre
- Cemento de escoria
- Cemento de hierro
- Cemento de Keene

---

<sup>1</sup> Detríticos: conjunto de partículas disgregadas de rocas.

<sup>2</sup> Clásticas: rocas formada por partículas de cuarzo fundidas con cemento natural.

<sup>3</sup> Reacción exotérmica, es aquella en la cual se genera calor.

- Cemento de látex
- Cemento de mineral de hierro
- Cemento de oxiclورو
- Cemento de oxiclورو de magnesio
- Cemento de óxido magnésico
- Cemento de óxido de plomo y glicerina
- Cemento de poco calor de fraguado
- Cemento de porcelana
- Cemento de tierra
- Cemento esparítico
- Cemento expansivo
- Cemento gelificado
- Cemento Grappier
- Cemento hidráulico
- Cemento Lafarge
- Cemento para pozos de petróleo
- Cemento plástico
- Cemento Pórtland
- Cemento Pórtland blanco
- Cemento Pórtland puzolánico
- Cemento refractario
- Cemento resinoso
- Cemento Sorel
- Cemento Rock

Los cementos naturales, poco resistentes, se obtienen por trituración y cocción de rocas calizas arcillosas. El cemento Pórtland se obtiene del clínker añadiendo solo piedra de yeso natural.

El cemento "Pórtland" tiene sus orígenes en la cal u óxido de calcio, a partir del cual y luego de cientos de años de estudios empíricos y científicos, se llega a lo que hoy se conoce como cemento. A través de la historia de los pueblos egipcios, griegos y romanos, se utilizó la cal como ligante en sus construcciones. En la América Prehispánica los aztecas la emplearon también en la fabricación de tabiques y techos armados con caña y bambú. En 1824, un albañil Inglés llamado

Joseph Aspdin, patentó un producto que él llamó cemento Pórtland, pues al endurecerse adquiriría un color semejante al de una piedra de la isla Pórtland en Inglaterra. Varios usos y tipos de cemento se encuentran en el anexo (1).

### 1.1.3 PROCESO DE FABRICACIÓN DEL CEMENTO

El cemento es un producto pulverulento e hidráulicamente activo, que genera resistencias mecánicas al hidratarse. Se fabrica a partir de una mezcla de clínker y yeso que actúa como controlador de fraguado. Además se le pueden añadir otro tipo de adiciones activas como cenizas volantes, escorias de alto horno, caliza, humo de sílice o puzolanas.

Existen cuatro procesos para la fabricación del cemento los cuales son: procesos seco, semiseco, semihúmedo y húmedo

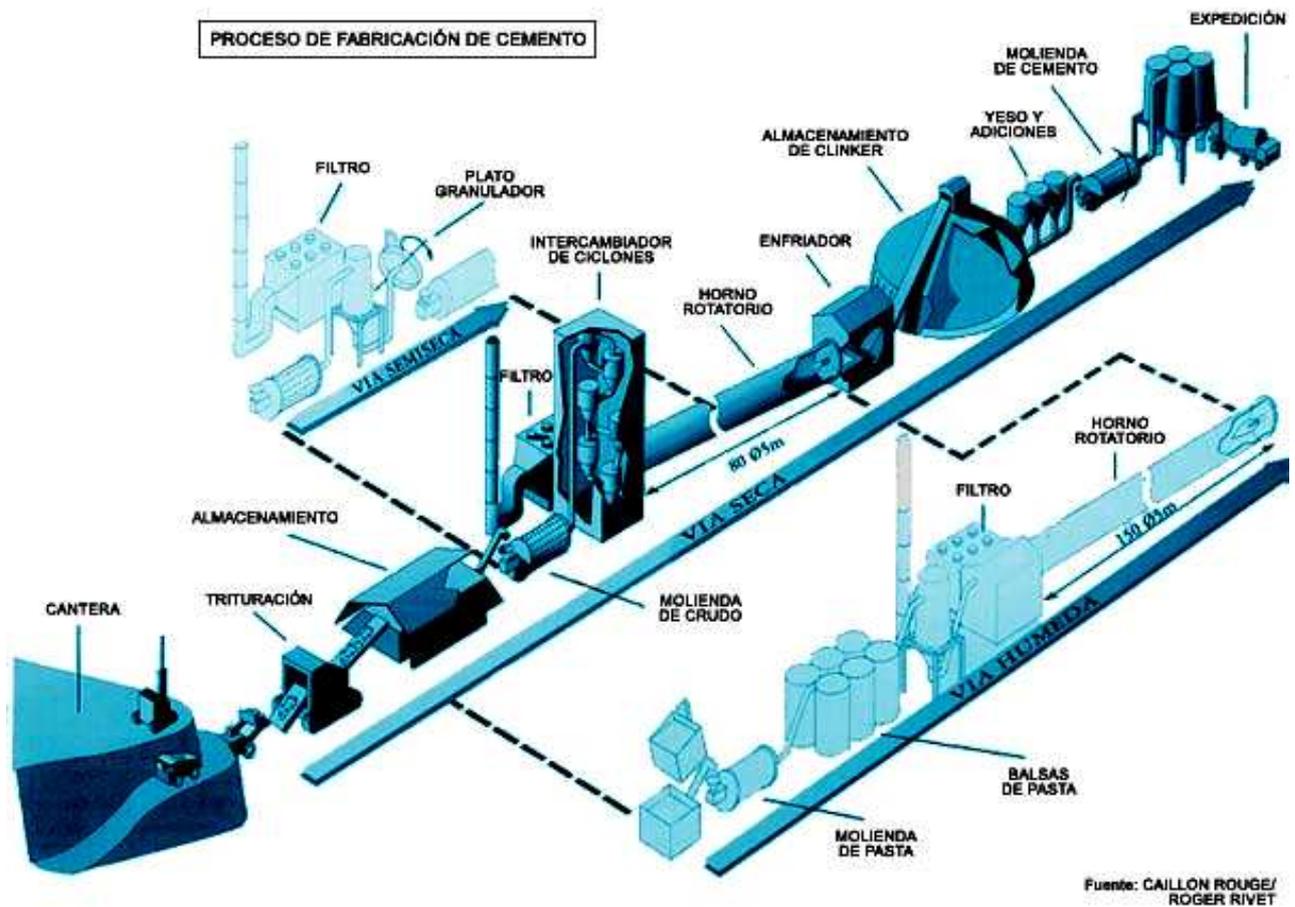


Figura 1.1: PROCESOS DE FABRICACION DEL CEMENTO

*Proceso seco.*- Las materias primas son trituradas y secadas para formar el crudo, que tiene la forma de un polvo fluido. El crudo se alimenta a un horno con precalentador, o más raramente, a un horno largo de vía seca.

*Proceso semiseco.*- El crudo seco se paletiza (granula) con agua y alimenta un precalentador de parrilla delante del horno o a un horno largo equipado con cadenas.

*Proceso semihúmedo.*- La pasta de crudo y agua, es escurrida en filtros prensa. Las tortas del filtro son extruídas en forma de gránulos que alimentan bien a un precalentador de parrilla, o bien directamente a un secador de tortas de filtrado para la producción de crudo.

*Proceso húmedo.*- Las materias primas (a menudo con alto contenido de humedad) se muelen con agua para formar una pasta bombeable. La pasta es alimentada directamente al horno, o previamente se pasa por un secador de pasta.

La elección del proceso tiene una gran importancia en la fabricación del cemento y viene determinada por el estado de las materias primas (secas o húmedas), que dependen de donde éstas se extraigan o provengan.

Todos los procesos tienen en común subprocesos para la fabricación del cemento, éstos se llevan acabo en forma fluida y continúa y son seis:

- Obtención de materias primas.
- Almacenamiento y preparación de materias primas.
- Almacenamiento y preparación de combustibles.
- Cocción de las materias primas para la obtención del clínker.
- Molienda del clínker para obtener cemento.
- Almacenamiento, ensacado y expedición de cemento.

LAFARGE ha dividido el proceso de producción en 9 áreas las cuales cumplen las etapas mencionadas y son:

Área 1 (100). Obtención y almacenamiento de materias primas.

Área 2 (200). Transporte de las materias primas.

Área 3 (300). Molienda de materias primas.

Área 4 (400). Homogenización de crudo.

Área 5 (500). Clinkerización o calcinación de crudo.

Área 6 (600). Almacenamiento de clínker.

Área 7 (700). Molienda de clínker o de cemento.

Área 8 (800). Envase y despacho.

Área 9 (900). Generación térmica.

Las mismas que facilitan la ubicación y localización de los equipos, la figura 1.2 presenta un esquema de las áreas antes mencionadas:

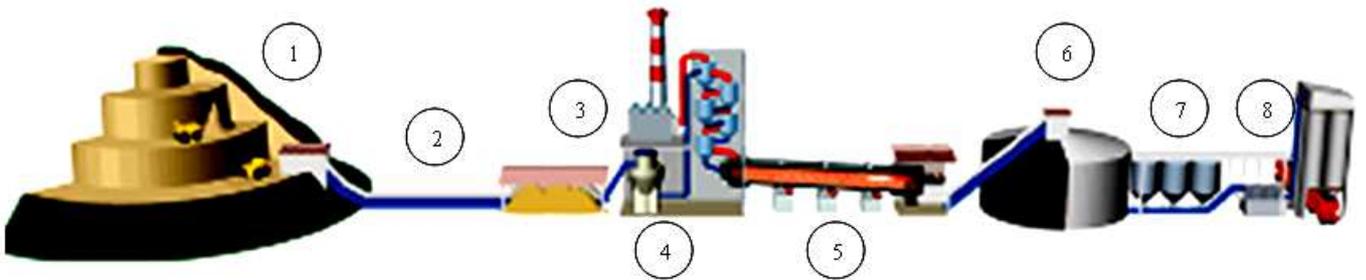


FIGURA 1. 2: FABRICACION DEL CEMENTO

### 1.1.3.1 Obtención de las materias primas (Área 100)

El proceso de fabricación del cemento comienza con la obtención de las materias primas necesarias para conseguir la composición deseada de óxidos metálicos para la producción de clínker.

El clínker se compone de los siguientes óxidos (datos en %)

TABLA1. 1: COMPOSICIÓN DEL CLÍNKER

	Porcentaje %
Óxido de calcio "cal" ( CaO)	60-69
Óxido de Silicio "sílice"	18-24
Óxido de Aluminio "alúmina" ( Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	4-8
Óxido de Hierro ( Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	1-8

La obtención de la proporción adecuada de los distintos óxidos se realiza mediante la dosificación<sup>4</sup> de los minerales de partida:

- Caliza y marga para el aporte de CaO.
- Arcilla y pizarras para el aporte del resto de óxidos.

Las materias primas se extraen mediante perforación y voladura de una cantera que generalmente se encuentra en las proximidades de la fábrica. Una vez realizado el arranque el material sufre una primera trituración y es transportado a las instalaciones de la fábrica para su almacenamiento.

La prehomogeneización.- Debido a que la materia prima no es homogénea se debe tratar de homogenizarla, esto se realiza mediante diseños adecuados del apilamiento y la extracción de los materiales. En los almacenamientos se reduce la variabilidad de los mismos.

Los estudios de composición de los materiales en las distintas zonas de cantera y los análisis que se realizan en fábrica permiten dosificar la mezcla de materias primas para obtener la composición deseada.

El proceso de explotación **del árido** consta de una serie de etapas, éstas son:

#### *1.1.3.1.1 Arranque*

En esta etapa se extrae el árido del yacimiento. Los métodos de arranque a utilizar dependen mucho del tipo de yacimiento encontrado. El árido, se extrae de dos tipos de yacimientos: las canteras y las graveras.

*Canteras:* son yacimientos donde la roca se encuentra en forma masiva y generalmente son de origen calizo. El arranque en este tipo de explotación, se realiza mediante voladura con explosivos. El material explosivo, es introducido en unos barrenos que se realizan a lo largo del frente con la ayuda de perforadoras.

*Graveras:* son yacimientos de origen fluvial. Los áridos se presentan en forma de cantos rodados y su origen es generalmente silíceo. En este caso, el arranque se realiza con la ayuda de dragas u otros métodos mecánicos.

#### *1.1.3.1.2 Transporte*

---

<sup>4</sup> Dosificar: distribuir uniformemente de materia prima

Mediante grandes camiones de transporte el material se traslada del frente de la explotación a la planta de tratamiento

#### *1.1.3.1.3 Tratamiento*

Tiene lugar en la planta de tratamiento y comprende toda la preparación y clasificación del árido para su posterior uso. Estos pasos son los siguientes:

*Trituración:* con la ayuda de machacadoras de mandíbulas o de martillos, se realiza una primera reducción en el tamaño del árido.

*Clasificación:* mediante cribas<sup>5</sup> vibratorias, los diferentes tamaños de árido se van clasificando para obtener las arenas y gravas.

*Molienda:* para una reducción mayor en el tamaño de árido se utilizan molinos que permiten obtener granulometrías pequeñas.

*Lavado:* en ocasiones es necesario el lavado del material para la eliminación del material orgánico que contamina el árido. Esto se hace con la ayuda de norias (elevador de cangilones) y un baño de agua.

#### **1.1.3.2 Almacenamiento y expedición de materia prima (Área 200)**

Los diferentes productos se almacenan en acopios generalmente al aire libre, aunque algunos productos precisan su mantenimiento en silos para evitar la humedad. La expedición se realiza con la ayuda de camiones o bañeras que se cargan directamente del acopio con la ayuda de palas cargadoras.

#### **1.1.3.3 Molienda de las materias primas (Área 300)**

Uno de los factores más importantes en la fabricación del clínker es la alimentación del horno con un material de composición homogénea. Para conseguir esto el material sufre un proceso de prehomogeneización en unas grandes pilas formadas por capas que luego se cortan en sentido transversal. La materia prima para la fabricación del clínker debe tener un porcentaje determinado de cada uno de los óxidos y suele ser necesario aportar adiciones correctoras de la composición (ferrita, magnetita, alúmina, sílice, caliza, etc.).

#### **1.1.3.4 Homogeneización de crudo (Área 400)**

El material aportado al horno debe ser finamente molido con la ayuda de molinos, generalmente verticales. El resultado de esta molienda es un material que recibe el nombre de harina o crudo que es almacenado en silos dotados de un sistema de homogeneización neumática.

---

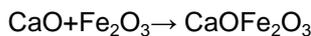
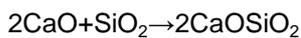
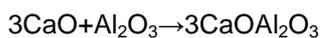
<sup>5</sup> Criba: Filtro de arenas y gravas

### 1.1.3.5 Cocción en el horno rotativo (Área 500)

El crudo es introducido a través de un intercambiador de ciclones donde el material se calienta con los gases del horno en contracorriente hasta alcanzar una temperatura de 600°C en la entrada del horno. Una vez en el horno, el material sufre una serie de reacciones a altas temperaturas (1500°C), la cual hace que los minerales se combinen pero no se fundan o vitrifiquen<sup>6</sup>. En la sección de temperatura menor, el carbonato de calcio (calcáreo) se separa en óxido de calcio y bióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). En la zona de alta temperatura el óxido de calcio reacciona con los silicatos y forma silicatos de calcio (Ca<sub>2</sub>Si y Ca<sub>3</sub>Si). Se forma también una pequeña cantidad de aluminato tricálcico (Ca<sub>3</sub>Al) y Aluminoferrito de tricalcio (Ca<sub>4</sub>AlFe) para formar los componentes básicos del clínker que le van a conferir sus propiedades.

Las reacciones para la formación del clínker de acuerdo con el aumento de la temperatura se muestran a continuación:

De 1000–1100°C



De 1100–1200°C



De 1250-1480°C



Y la composición final del clínker será de:

TABLA 1.2: COMPOSICIÓN FINAL DEL CLÍNKER

Componente	Proporción
3CaOSiO <sub>2</sub>	50%
2CaOSiO <sub>2</sub>	25%
3CaOAl <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	12%
4CaOAl <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	8%

El clínker a la salida del horno debe sufrir un proceso de enfriamiento rápido con el fin de que no se reviertan las reacciones que tienen lugar en el horno. El aporte calorífico del horno se realiza mediante la combustión en el mechero de combustibles principalmente coque de petróleo. Hoy en día muchas fábricas utilizan residuos industriales (aceites, disolventes o neumáticos usados) como combustible, valorizando así los mismos y evitando los posibles daños en el medio ambiente que su almacenamiento provoca.

<sup>6</sup> Vitrificar: Convertir en vidrio una sustancia.

### **1.1.3.6 Almacenamiento de clínker (Área 600)**

Dependiendo de las necesidades de producción el clínker puede pasar al molino o bien almacenarse en el silo.

### **1.1.3.7 Molienda de clínker o de cemento (Área 700)**

En esta etapa el clínker se mezcla con el regulador de fraguado (yeso) y con las posibles adiciones y se introduce en los molinos de bolas para su molienda. Una vez alcanzada la finura deseada, el producto que obtiene finalmente es el cemento. El material obtenido tiene una textura tan fina que el 90% o más de sus partículas podrían atravesar un tamiz o colador con 6.200 agujeros por centímetro cuadrado.

### **1.1.3.8 Almacenamiento, envase y despacho (Área 800)**

El cemento se almacena por tipos, en silos donde espera a ser ensacado o bien a ser expedido directamente en forma de granel.

### **1.1.3.9 Generación térmica (Área 900)**

La planta consta de cuatro motor-generadores de 30 MW a una tasa de voltaje de 36000 Voltios con sus respectivos transformadores los cuales transforman este voltaje a 440 y 110 voltios para el consumo en las diferentes áreas antes mencionadas (en las oficinas, de mantenimiento mecánico y eléctrico, iluminación, etc.)

## **1.1.4 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO**

En esta planta se utiliza una nomenclatura de acuerdo al área y a la ubicación para identificar un determinado equipo. En este caso interesa el equipo que se encuentran en el área de clinkerización, área 500, debido a que se encuentran: el horno rotatorio y los elementos que generan el movimiento de éste.

En la industria cementera los hornos más utilizados son los rotativos que generalmente giran a una velocidad de 3 rpm y la cocción del crudo se realiza hasta alcanzar una temperatura del material cercana a los 1450°C, para ser enfriado bruscamente y obtener un producto intermedio denominado clínker.

La planta LAFARGE CEMENTOS cuenta con horno rotativo el cual tiene los siguientes componentes y características:

### **1.1.4.1 Información general**

TABLA1.3: DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EN GENERAL

Tamaño del Horno	14'6" &x204' Longitud	4420 mm Diámetro
------------------	-----------------------	------------------

		62179 mm Longitud
Inclinación del Horno	.375 in/ft.	31.17 mm /m
Velocidad del Horno	2,0rpm Máximo, 1,6rpm Nominal	
Motor Principal	400HP-1800rpm	298.3 kW-1800 rpm
Material Procesado	Clínker	
Taza de Crudo	1900MTPD	
Densidad de Crudo	80 lb./ft <sup>3</sup>	1281.47 kg./m <sup>3</sup>
Taza de Clínker	1150MTPD	
Densidad del Clínker	94 lb./ft <sup>3</sup>	1505.73 kg./m <sup>3</sup>

#### 1.1.4.2 Componentes del horno

TABLA1.4: DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES

Engrane	1	232 dientes, 1,0 DP(paso diametral), ancho de cara 26"(660mm), ángulo de presión 20°
Piñón	1	19 dientes, 1,0 DP(paso diametral), ancho de cara 26"(660mm), ángulo de presión 20°
Rodamientos del piñón	2	Torrington #SAF 23048
Acople de baja velocidad	1	Falk 200T10
Reductor de velocidad	1	Hamilton H-3417, reductor de ejes paralelos, 47,77:1

principal		
Acople de alta velocidad	1	Falk 110T20
Embrague	1	Jefferey #100 jaw clutch coupling
Reductor de velocidad de emergencia	1	Falk 7CB3-12, relación 31.39:1, w/eje de extensión de alta velocidad a Falk #20, acople manual montado en el eje de alta velocidad.
Acoplamiento fluído	1	Wichita/Discos gemelos Dana 12.4 HCM
Motor de emergencia	1	30 HP, 1800 rpm, AC frame #286T

## **CAPÍTULO II**

### **2.1 REDUCTORES Y MOTORREDUCTORES**

#### **2.1.1 INTRODUCCIÓN A LOS REDUCTORES**

Los reductores y los moto-reductores son elementos mecánicos muy adecuados para el accionamiento de todo tipo de máquinas y aparatos de uso industrial que necesiten reducir su velocidad de una forma eficiente, constante y segura.

Los reductores normalmente están acoplados a un motor eléctrico normalizado asíncrono tipo jaula de ardilla, cerrado y refrigerado por un autoventilador. Además, este motor aplicado en la industria debe incluir como protección un guarda-motor que limita su intensidad y un relé térmico de sobrecarga, que corresponde a la llamada clase de protección IP-44<sup>7</sup>.

Ventajas de su uso con respecto a otras formas de reducción:

- Alta eficiencia de la transmisión de potencia del motor.
- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Mayor [seguridad](#) en la transmisión.
- Alta regularidad en cuanto a potencia y par transmitidos.
- Menor espacio requerido para el mecanismo y mayor rigidez en el montaje.
- Poco tiempo de instalación reduciendo los [costos](#) de mantenimiento.
- Elemento seguro en todos los aspectos (muy protegido).

El reductor o motor-reductor debe reunir ciertas características para así poder limitar la elección de su tamaño.

- *Potencia*, en (HP), de entrada y de salida.
- *Velocidad*, en rpm, de entrada y de salida.
- *PAR* (o torque), a la salida del mismo, en (kg-m).
- *Relación de reducción*: índice que detalla la relación entre las rpm de entrada y salida.

También de acuerdo al trabajo a realizar se debe tomar en cuenta las características del mecanismo como son:

- Tipo de máquina motriz.
- Tipos de acoplamiento entre máquina motriz, reductor y salida de carga.
- Carga: uniforme, discontinua, con choque, con embrague, etc.
- Duración de servicio: horas/día.
- Número de arranques/hora.

## 2.2 PARTES QUE CONFORMAN EL REDUCTOR

---

<sup>7</sup> Protección IP-44, protección de motores eléctricos, guarda motor y relé térmico.

## **2.2.1 EJES**

### **2.2.1.1 Definición**

Un eje de transmisión o un árbol, es un elemento cilíndrico que puede estar fijo o estar girando, sobre el cual se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, manivelas o manubrios, así como otros elementos mecánicos de transmisión de fuerza o potencia. Estos elementos están sometidos a cargas de flexión, tensión, torsión o compresión, ya sea que éstos estén presentes individualmente o combinados entre si.

### **2.2.1.2 Diseño**

Realizar el diseño de un eje consiste principalmente en determinar el diámetro correcto a asignar al eje, el cual debe ser capaz de satisfacer un margen de resistencia y rigidez al momento de que éste transmita potencia en condiciones de carga y operación.

Los ejes de transmisión pueden ser huecos o sólidos dependiendo de su aplicación y condiciones de trabajo.

De acuerdo con el material a utilizar va a tener un método de diseño diferente, por ejemplo para materiales dúctiles el diseño es limitado por el esfuerzo de corte máximo, mientras que para materiales frágiles pueden ser diseñados por la teoría de esfuerzo normal máximo.

### **2.2.1.3 Cargas**

Las cargas a las cuales están sometidos los ejes son de torsión, axiales y flectoras.

Los esfuerzos en la superficie de un eje macizo de sección circular, sometidos a cargas combinadas de torsión y de flexión, son:

$$\tau_{xy} = \frac{M_T * R}{J} = 16 \frac{M_T}{\pi * d^3} \quad (2-1)$$

$$\sigma_F = \frac{M_F * R}{I} = 32 \frac{M_F}{\pi * d^3} \quad (2-2)$$

Donde:

$\sigma_F$  = esfuerzo de flexión

$\tau_{xy}$  = esfuerzo de torsión

$d$  = diámetro del eje

$T$  = momento torsionante en la sección crítica

$M_F$  = momento flexionante en la sección crítica

Y las cargas axiales o de compresión se calculan con la fórmula:

$$\sigma_A = 32 \frac{F_A}{\pi * d^2} \quad (2-3)$$

La máxima tensión de corte en un eje macizo sometido sólo a fuerzas de torsión y flexión, que viene dada por el círculo de Mohr, se representa mediante la expresión:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_F}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2} \quad (2-4)$$

Remplazando en (2-4) las ecuaciones (2-1) y (2-2) se tiene:

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi * d^3} \sqrt{(M_F)^2 + (T)^2} \quad (2-5)$$

La teoría de esfuerzo constante máximo para la falla por estática expresa que,  $S_{sy} = S_y/2$  y empleando un factor de seguridad  $n$  la ecuación (2-5), se puede expresar de la manera siguiente.

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{16}{\pi * d^3} \sqrt{(M_F)^2 + (T)^2} \quad (2-6)$$

Luego, se puede calcular el diámetro del eje despegándolo de la ecuación (2-6), y se tiene:

$$d = \left[ \left( \frac{32n}{\pi * S_y} \right) \sqrt{(M_F)^2 + (T)^2} \right]^{1/3} \quad (2-7)$$

Teniendo un igual enfoque con la teoría de la distorsión que vendría a ser:

$$d = \left[ \left( \frac{32n}{\pi * S_y} \right) \sqrt{(M_F)^2 + \frac{3T^2}{4}} \right]^{1/3} \quad (2-8)$$

En 1927, La ASME estableció un reglamento o código para el diseño de ejes de transmisión el cual ya es obsoleto pero tiene un gran interés histórico. El cual dice que un esfuerzo cortante permisible es el menor de los dos valores siguientes:

$$\tau_p = 0.38S_{yt} \quad \text{ó} \quad \tau_p = 0.18S_{ut}$$

Si se sustituye  $\tau_p$  en lugar de  $\tau_{max}$  en la ecuación (2-5), se tiene:

$$\tau_p = \frac{16}{\pi * d^3} \sqrt{(M_F)^2 + (T)^2} \quad (2-9)$$

El código dice que los momentos flexionante y torsionante se deben multiplicar por un cierto factor de choque y fatiga,  $C_m$  y  $C_t$  respectivamente los cuales tienen un valor recomendado en la tabla (2-1), quedando la siguiente expresión:

$$\tau_p = \frac{16}{\pi * d^3} \sqrt{C_m (M_F)^2 + C_t (T)^2} \quad (2-10)$$

Y para determinar el valor del diámetro del eje:

$$d = \left[ \left( \frac{5.1}{\tau_p} \right) \sqrt{(M_F * C_m)^2 + (T * C_t)^2} \right]^{1/3} \quad (2-11)$$

La ecuación (2-11), es la fórmula del código de la ASME y como indica el desarrollo, ésta se basa en la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo.

TABLA 2.1: VALORES DEL FACTOR MOMENTO FLEXIONANTE Y TORSIONANTE

Tipo de carga	Cm	Ct
Eje fijo		
Carga aplicada gradualmente	1.0	1.0
Carga aplicada repentinamente	1.5-2.0	1.5-2.0
Eje rotatorio		
Carga aplicada gradualmente	1.5	1.0
Carga estable	1.5	1.0
Carga aplicada repentinamente, choques ligeros	1.5-2.0	1.0-1.5

Carga aplicada repentinamente, choques fuerte	2.0-3.0	1.5-3.0
---	---------	---------

Existen otros métodos para aplicaciones más sencillas en un diagrama de Soderberg, en el cual se calculan las dimensiones de un elemento sometido a un esfuerzo continuo y uno alternante de la misma clase, los cuales no se van a aplicar en este estudio.

#### 2.2.1.3.1 Método de la rigidez torsional y lateral

El diseño de ejes mediante la rigidez torsional se basa en el ángulo de torsión permisible, esta cantidad a la vez depende de la aplicación particular y varia alrededor de  $2.62E-4$  °/mm, para ejes de máquinas y alrededor de  $3.2E-3$  °/mm, para árboles de transmisión, ejes circulares macizos:

$$\theta = 584 \frac{T * L}{G * d^4} \quad (2-12)$$

Donde:

$\theta$  = ángulo de torsión permisible (°)

$G$  = módulo torsional de rigidez ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$L$  = longitud (mm)

$D$  = diámetro del eje (mm)

$T$  = momento torsor (kg-mm)

El diseño por rigidez lateral se basa en la deflexión lateral permisible cuando existen las siguientes condiciones:

- Operación optima de rodamientos
- Exactitud de buen funcionamiento de la máquina
- Acción satisfactoria de los dientes de engranes

Dependiendo de estos factores se obtiene un valor de la deflexión:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{M_F}{E * I} \quad (2-13)$$

Donde:

$M_F$  = momento flector (N-m)

$E$  = módulo de elasticidad (GPa)

$I$  = módulo rectangular de inercia ( $\text{mm}^4$ )

$x$  y  $y$  son las distancias desde un punto de referencia (mm)

### 2.2.1.3.2 Diagramas de momentos

Los diagramas de momentos tanto de torsión como de flexión son de gran importancia, ya que permiten determinar en forma gráfica como éstos actúan en el elemento y visualizar donde están los puntos críticos.

Los diagramas de momentos flectores para ejes cargados o diagramas de momentos combinados, si las cargas que actúan sobre el eje se hallan en más de un plano axial, sirven para llegar al punto del eje con esfuerzos críticos por flexión.

$$T = \frac{12 * 33000 * Hp}{2\pi * rpm} = 4700 \frac{P}{rpm} \quad (2-14)$$

Y para dispositivos de engranes

$$T = F_T * R \quad (2-15)$$

Donde

$T$  = momento torsor en (MPa)

$rpm$  = revoluciones por minuto

$P$  = potencia transmitida en (kW)

$F_T$  = fuerza tangencial (N)

$R$  = radio primitivo del engrane (mm)

## 2.2.2 RODAMIENTOS

### 2.2.2.1 Definición

Las expresiones: cojinete de rodamiento, de contacto directo y antifricción se emplean para describir aquellos rodamientos en los que la carga principal se transmite a través de elementos que se encuentran en contacto por rodadura y no de deslizamiento.

Las cargas, velocidad y viscosidad del lubricante afectan las características involucradas con el rozamiento.

### 2.2.2.2 Tipos de rodamientos

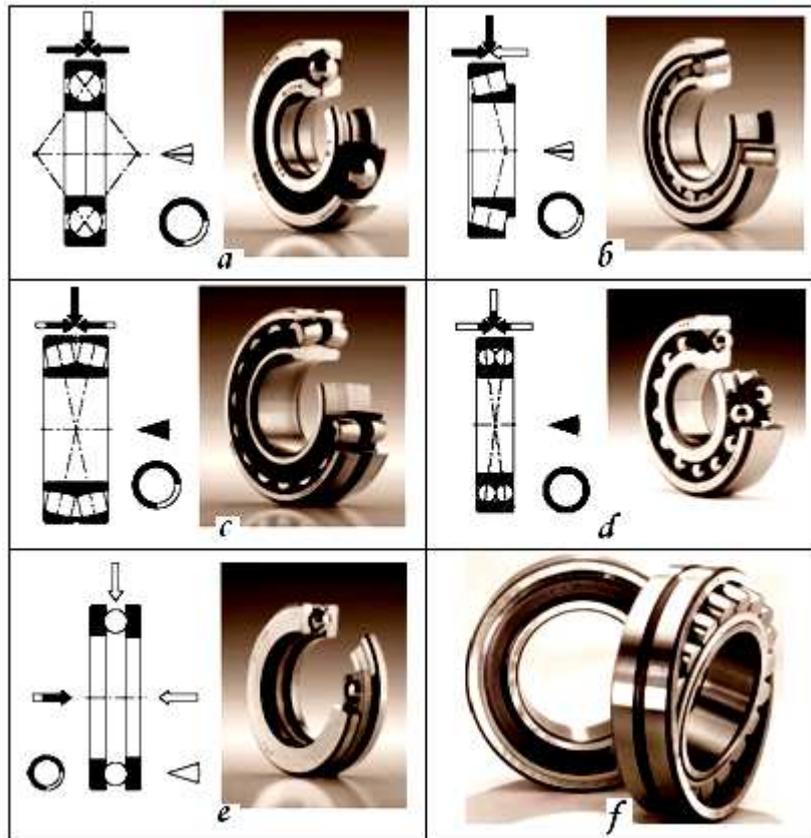


FIGURA 2.1 TIPOS DE RODAMIENTOS

Los rodamientos se fabrican para soportar cargas netamente radiales, de empuje puro o combinación de éstas.

Un rodamiento consta de cuatro partes esenciales como son: el anillo o pista exterior, el anillo o pista interior, las bolas o elementos rodantes y el separador.

Los rodamiento de ranura profunda y una sola hilera de bolas, soportan cargas radiales y ciertas de empuje. Cuando se aumenta el número de bolas en un rodamiento se aumenta la capacidad de carga, pero cuando hay cargas axiales o de empuje ésta disminuye. Los rodamientos de bolas son diseñados para soportar empuje una sola dirección. (Fig 2-1.a).

Los rodamientos de contacto angular tiene mayor capacidad al empuje, todos estos pueden verse con cubiertas o sellos de obturado en uno o ambos lados, los cuales brindan una buena protección contra el polvo y suciedad (Fig 2-1.b).

Aunque estos rodamientos sellados están lubricados de por vida a veces se encuentran en un medio de relubricación.

Los rodamientos de una sola hilera de bolas resisten cierto grado de deslizamiento o desviación del eje, pero cuando es demasiado intenso se debe usar rodamientos autoalineables (Fig 2-1.f).

Los de doble hilera pueden obtenerse en diversos tipos y tamaños para soportar mayores cargas radiales y de empuje (Fig 2-1.d).

Los rodillos soportan más carga debido a su mayor área de contacto pero requiere una configuración casi perfecta en las pistas y rodillos, es por eso que el retén debe ser fuerte, por consiguiente los rodamientos de rodillos cilíndricos no aceptan cargas de empuje (Fig 2-1.c).

Los rodamientos de empuje de rodillos esféricos sirven cuando hay grandes cargas y desalineamiento, éstos pueden aumentar el área de contacto cuando mayor es su carga.

Los rodamientos de agujas se aplican para espacios radiales limitados. Cuando llevan separadores tienen gran capacidad de carga.

En los rodamientos de rodillos cónicos se combinan las ventajas del de bolas y de rodillos ya que se pueden aceptar cargas tanto radiales como axiales o una combinación de ambas.

### **2.2.2.3 Vida de los rodamientos**

Al rodar la bola o el rodillo de un rodamiento en la zona de carga se producen esfuerzos hertzianos en la pista interior, en el elemento rodante y en la pista exterior.

La vida útil de un rodamiento es el número total de revoluciones o de horas de trabajo a una velocidad constante dada, requeridas para que se desarrollen los criterios de falla. Por fatiga la falla se manifiesta con agrietamiento en las superficies que soportan cargas.

El término vida nominal es una expresión utilizada por la AFBMA, se dice que es el número de revoluciones o de horas de trabajo a una velocidad constante dada que pueden completar o rebasar el 90% del grupo de rodamientos antes de que

empiece a fallar. También se suele llamar a la vida nominal, vida mínima o vida  $L_{10}$ <sup>8</sup>.

La vida promedio o media aparece cuando se somete un grupo de rodamientos a un ensayo de fatiga hasta que fallen y luego se promedia sus duraciones. En análisis hechos a diferentes grupos de rodamientos se ha visto que aproximadamente la vida media es 4 o 5 veces la vida  $L_{10}$ . Si se desea saber la probabilidad de falla de un rodamiento determinado, se debe tener en cuenta que ésta es independiente de la de los demás de una misma máquina. Sabiendo que ésta consta con N rodamientos y cada uno de éstos tiene una confiabilidad de R, la confiabilidad del grupo es:

$$R_N = (R)^N \quad (2-16)$$

La mejor aproximación a la distribución de las fallas de rodamientos es la distribución de Weibull<sup>9</sup>. Que está representada por la familia de curvas de la expresión:

$$R = \exp \left[ - \left( \frac{\left( \frac{L}{L_{10}} - x_0 \right)^b}{\theta - x_0} \right) \right] \quad (2-17)$$

Donde  $b$ ,  $x_0$  y  $\theta$  son los tres parámetros de Weibull.

#### 2.2.2.4 Cargas en rodamientos

La AFBMA ha establecido una norma de carga nominal para rodamientos en la que no interviene la velocidad, la cual se denomina carga dinámica (C) y se la define como la carga radial constante que puede soportar un grupo de rodamientos aparentemente idénticos. La carga nominal correspondiente es tan alta que este valor es sólo de referencia.

$$C = P(L)^{1/a} \quad (2-18)$$

<sup>8</sup>Vida  $L_{10}$  o vida nominal o vida mínima.

<sup>9</sup> Distribución de Weibull, distribución particular para predecir la duración. Familia de distribuciones debido a la variedad de densidad que puede obtenerse cambiando los parámetros.

Donde (L), está en millones de revoluciones;  $a=3$  para rodamientos de bolas y  $a=10/3$  para rodamientos de rodillos.

P = resultante de todas las fuerzas actuantes en el rodamiento (kN)

C = carga dinámica (kN)

### 2.2.2.5 Selección de rodamientos

Para la selección de rodamientos es necesario recurrir a un manual de rodamientos. Para elegir un rodamiento en los manuales se necesita calcular el valor de C el cual se denomina carga dinámica y se calcula con la ecuación (2-18), ya que las dimensiones de los rodamientos vienen determinadas por esta carga y por las imposiciones del proyecto, y para determinar su valor se debe obtener P que es la resultante de todas las fuerzas actuantes en el rodamiento como las tangenciales, radiales y externas.

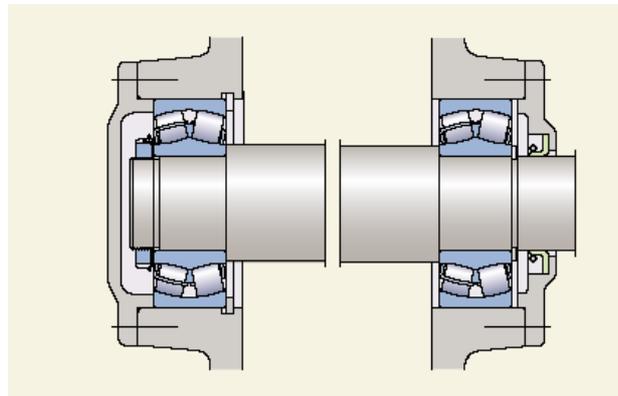


FIGURA 2.2 DISPOSICIÓN DE LOS RODAMIENTOS EN CAJA

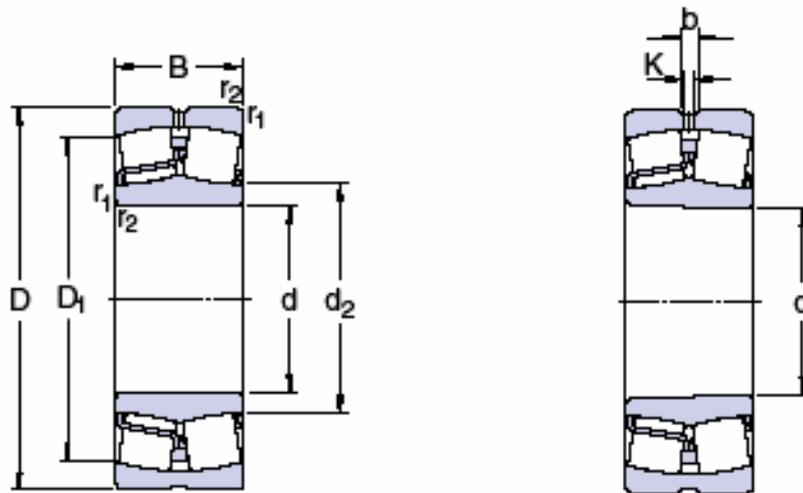


FIGURA 2.3 NOMENCLATURA DE LOS RODAMIENTOS

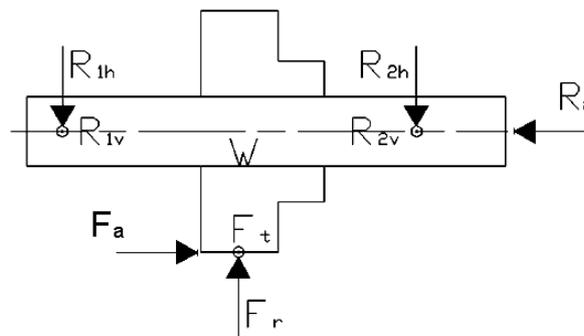


FIGURA 2.4 DISPOSICIÓN DE LAS FUERZAS EN LOS RODAMIENTOS

Las fuerzas  $R_{1h}$ ,  $R_{2h}$ ,  $R_{1v}$  y  $R_{2v}$  son los esfuerzos horizontales y verticales respectivamente actuantes en los apoyos y  $F_t$ ,  $F_r$  y  $R_a$  son las fuerzas tangencial, radial y axial sobre el rodamiento mismo.

De aquí que interviene un coeficiente de acuerdo al tipo de aplicación de la carga  $C_a$  el cual se multiplica para la carga aplicada dando como resultado una fuerza efectiva  $F_{Ef}$  actuante en los rodamientos.

$$F_{Ef} = (C_a) F_{Ef} \quad (2-19)$$

Este coeficiente es recomendado de acuerdo al tipo de aplicación de los rodamientos.

TABLA 2.2 FACTOR DE APLICACIÓN SEGÚN USO

Tipo de Aplicación	$C_a$
Engrane de precisión	1,0-1,1

Engrane comercializados	1,1-1,3
Aplicación con sellado deficiente en los rodamientos	1,2
Máquina sin choques	1,0-1,2
Máquina con choques ligeros	1,2-1,5
Máquina con choques moderados	1,5-3,0

Pudiéndose calcular P con la expresión:

$$P = \sqrt{R_h^2 + R_v^2} \quad (2-20)$$

Y la vida útil se estima según un cuadro de recomendaciones:

TABLA 2.3 RECOMENDACIONES DE RODAMIENTOS

Recomendaciones de la vida útil de los rodamientos	
Aplicación	Vida en Horas
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente	Hasta 500
Máquinas de poca operación o intermitentes interrupción poca importante	4000-8000
Máquinas de operación intermitentes funcionamiento de confiabilidad importante	8000-14000
Máquina con 8h no siempre utilizada	14000-20000
Máquina con 8h utilizada en jornadas enteras	20000-30000
Máquina con servicio 24h	50000-60000
Máquina con servicio 24h confiabilidad importante	100000-200000

Mediante la expresión:

$$L = 60(\text{min/h}) * H * rpm \quad (2-21)$$

Donde:

L = vida útil (Nº revoluciones)

H = número de horas

*rpm* = velocidad angular (rpm)

Obtenido el valor de L y P se puede calcular C y luego consultar el manual de rodamientos.

### 2.2.3 LUBRICACIÓN

### **2.2.3.1 Definición**

El objetivo de la lubricación es reducir el rozamiento o fricción, el desgaste y el calentamiento de los elementos de máquinas que se mueven con respecto a otros y a las sustancias que lo realizan se las llama lubricantes.

### **2.2.3.2 Tipos de lubricación**

Pueden identificarse cinco formas distintas de lubricación:

- Hidrodinámica
- Hidrostática
- Elastohidrostática
- De película mínima o al límite
- Con material sólido

*Hidrodinámica*, es aquella en que las superficies se encuentran separadas por una película de lubricante y la estabilidad obtenida se puede explicar con las leyes de la mecánica de fluidos.

*Hidrostática*, puede ser agua, aire o aceite aplicado en el área de soporte de la carga a una presión suficientemente elevada para separar las superficies.

*Elastohidrostática*, esto es introducir un lubricante entre las superficies en contacto rodante.

*De película mínima o límite*, sólo quedan separadas por una capa de moléculas pequeñas en espesor debido a que no se logra formar una capa lo suficientemente gruesa para una buena lubricación. Por diversos factores que hacen que se reduzca la viscosidad del lubricante y por ende se necesita mayor tolerancia por rugosidades en los elementos en contacto.

*Con material sólido*, éstos se utilizan cuando los elementos trabajan a temperaturas extremas, ya que los aceites ordinarios de origen mineral no satisfacen.

### **2.2.3.3 Pérdida de lubricación**

Las hipótesis simples hechas durante la discusión anterior, no siempre son válidas en la práctica. Bajo ciertas condiciones, tales como carga repentina, alta carga durante largo tiempo, alta temperatura, baja velocidad, o baja viscosidad; el sistema de lubricación no se mantiene en régimen hidrodinámico. Se llega a una situación en la cual existe un contacto intermitente entre las superficies metálicas, resultando en un aumento significativo de la temperatura, y una posterior destrucción de las superficies en contacto. Bajo estas circunstancias, la capa fluida no es capaz de proteger las superficies, y se deben emplear otras técnicas como el agregado de aditivos formantes de capas protectoras sobre las superficies móviles.

#### **2.2.3.4 Fallas de lubricación**

El medio de lubricación es un factor de gran importancia que se toma en cuenta para el diseño de cualquier sistema, ya que por deficiencia de éste se pueden acarrear diversos problemas hasta llegar a la falla del sistema.

Aquí se tiene algunas de las fallas por las cuales el medio lubricante no pueda cumplir su rol satisfactoriamente.

- El medio lubricante no tiene la suficiente calidad para reducir la fricción en el sistema.
- El medio lubricante no tiene la viscosidad necesaria para desarrollar una película lo suficientemente gruesa para que soporte las condiciones extremas de presión y temperatura.
- El medio lubricante no es capaz de disipar el calor que produce los engranajes.
- Las partículas del desgaste y la corrosión no son debidamente evacuados al momento de la purga del lubricante.
- El lubricante no alcanza a cubrir todas las superficies antes de que éstas entren en contacto.

#### **2.2.3.5 Selección del lubricante**

Para la selección del lubricante se debe seguir las recomendaciones del fabricante de acuerdo al tipo de aplicación.

Y, para el caso de un reductor industrial, el lubricante debe ser adecuado para proveer protección contra herrumbre, corrosión y resistencia a la formación de espuma ya que el ambiente de éste es de encerramiento; también que sus aditivos de extrema presión sean de tipo azufre-fósforo y que garanticen características antidesgaste y reducción de fricción y así reducir el calentamiento.

## 2.2.4 CHAVETAS

### 2.2.4.1 Tipos de chavetas

Las chavetas sirven para anular el movimiento relativo rotativo entre el eje y el elemento acoplado con el cual se lograría transmitir un torque o momento.

Las chavetas pueden ser rectas o gradualmente disminuídas.

### 2.2.4.2 Diseño de chavetas cuadradas y planas

El diseño se basa en el esfuerzo de corte, resultado de un torque transmitido.

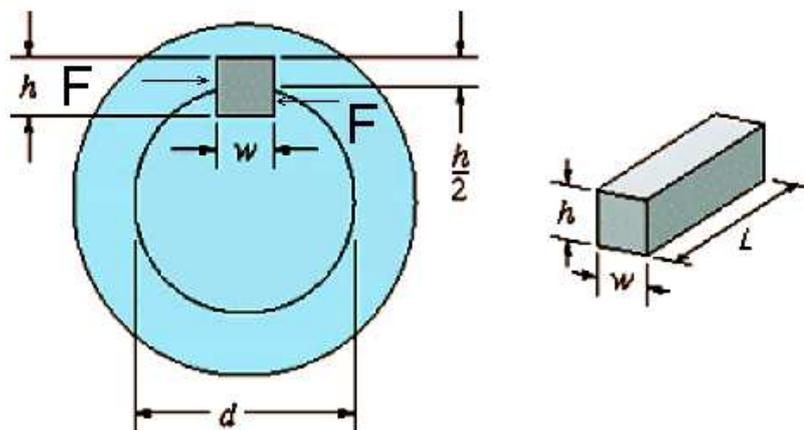


FIGURA 2.5 DISPOSICIÓN DE FUERZAS EN LA CHAVETA

$F$  es la fuerza que actúa como una cuña para prevenir el movimiento rotatorio,  $w$  y  $h$  son las dimensiones de la chaveta (mm),  $T$  el torque (kg-m) y  $d$  el diámetro del eje (mm).

De aquí que:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (2-22)$$

Donde  $\omega$  es la velocidad angular (rpm),  $T$  el torque,  $P$  la potencia del motor (kW) y  $r$  el radio del eje ( $r = d/2$ ) (mm).

Luego se calcula la fuerza:

$$F = \frac{T}{r} \quad (2-23)$$

Entonces el esfuerzo cortante en la chaveta es:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2-24)$$

Y el factor de seguridad se obtiene:

$$\eta = \frac{\tau_s}{\tau} \quad (2-25)$$

Donde:

$\tau$ , esfuerzo de corte y  $\tau_s$  es el esfuerzo de corte admisible en la chaveta (MPa).

### 2.2.5 CAJA

La caja es un factor muy importante que se debe tener en cuenta en el diseño del tren de engranajes, ya que depende íntimamente de la configuración de éste considerando los siguientes aspectos:

- Dimensión de los engranajes, respecto al ancho de cara
- Longitud de los ejes
- Facilidad de acoplamiento

Además la caja debe a su vez cumplir ciertas condiciones como:

- Protección contra la suciedad y humedad
- Facilidad de mantenimiento, buen sistema de purgado, etc.

- Una buena circulación del lubricante (mediante serie de placas internas de direccionamiento del lubricante) para que éste pueda cumplir con un desempeño óptimo y cubra a todos los elementos que lo requieren.

La caja debe tener dos partes, la superior y la inferior las mismas que son acopladas por medio de pernos, a la vez ésta debe asegurarse a una plataforma o al suelo de la misma manera.

## **2.3 MANTENIMIENTO DE REDUCTORES**

El mantenimiento de un reductor es un factor preponderante para el buen funcionamiento del mismo y por lo cual se debe realizarlo frecuentemente y teniendo en cuenta los siguientes aspectos:

Los engranajes, casquillos y rodamientos de los reductores y motor-reductores están lubricados habitualmente por inmersión o impregnados en grasa lubricante alojada en la carcasa principal. Por lo tanto, el mantenimiento consiste en revisar el nivel de aceite antes de la puesta en marcha.

La carcasa tendrá visibles los tapones de llenado, nivel y drenaje del lubricante, que deben estar bien sellados.

Debe mantenerse especialmente limpio el orificio de ventilación; también debe respetarse el tipo de lubricante recomendado por el fabricante, el más adecuado para velocidad, potencia y materiales constructivos.

En la carcasa se debe verificar la pintura interna, realizar una limpieza externa revisando el deterioro de la pintura para determinar si existen fugas de aceite y posibles fisuras en la carcasa, inspeccionar el buen estado de las uniones o juntas de las partes de la carcasa y del anclaje al piso.

Cada uno de los elementos del reductor como son: rodamientos, ejes, engranes, piñones, etc., deben estar en buen estado y dentro de un límite de desgaste, si no es así éstos deben remplazarse.

Con respecto al exterior, las conexiones eléctricas al motor deben estar bajo normas. Se debe realizar un buen alineamiento de éstos dos para reducir al máximo las vibraciones y tener un buen desempeño de los acoplamientos.

Según el tipo del reductor, se suele recomendar una puesta en marcha progresiva en cuanto a la carga de trabajo, desde cero hasta el 100% de la carga en un lapso de 50 horas.

En caso de disponer de reductores de repuesto, éstos deben permanecer completamente llenos del lubricante recomendado, para prevenir la oxidación de los elementos internos, así como proteger los acoplamientos. Es importante marcar en el mismo reductor la necesidad de cambiar el lubricante antes de ser puesto en marcha.

### **2.3.1 PROBLEMAS QUE CAUSA EL MANTENIMIENTO DEL MOTOR REDUCTOR**

Los posibles problemas con respecto al mantenimiento de un motor-reductor se deben a un mal procedimiento y a no haber tomado en cuenta los puntos antes expuestos.

Además de los problemas de demora por un mal procedimiento, el mantenimiento en si debe hacerse de carácter correctivo.

Los problemas que se podrían presentar en un motor eléctrico y reductor son:

- Polvos combustibles, explosivos, abrasivos o conductores.
- Condiciones de pelusa o mugre excesivas, en donde la acumulación de mugre y polvo podría entorpecer la ventilación.
- Vapores químicos o vapores y gases inflamables o explosivos.
- Lugares húmedos o muy secos, calor radiante, infestación de plagas o atmósferas que favorezca el crecimiento de hongos.
- Choques anormales, vibraciones o carga mecánica externa.
- Empuje axial o fuerzas laterales anormales sobre el eje del motor.
- Desviación excesiva de la intensidad de voltaje.
- Factores de desviación del voltaje de línea que excedan de 10 %.
- Velocidades mayores que la velocidad máxima especificada.
- Cargas torsionales de impacto, sobrecarga anormal repetida, funcionamiento en reserva o frenado eléctrico.
- Vibraciones y mala distribución de fuerzas en los dientes de los engranajes a causa de un mal estado de los rodamientos.

- Calentamiento por daño en el sistema de refrigeración y lubricación.

## 2.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El problema se centra en el cambio de un motor original de 400HP que gira a 1800 rpm, por uno de igual potencia que funciona a una velocidad de 1200 rpm, con el objetivo de mantener la velocidad de salida del reductor, la producción del horno y por ende de la planta, y así reducir los problemas de mantenimiento del motor principal.

### 2.4.1 PLANTEO DE POSIBLES SOLUCIONES

La figura (2.7), muestra el reductor con engranes helicoidales de la planta LAFARGE para el cual se va a realizar el estudio.



FIGURA 2.6 REDUCTOR PRINCIPAL DEL HORNO DE LAFARGE

En la caja del reductor es importante notar que se abre en dos partes y la línea de unión está en el plano que forman los ejes. Este diseño se basa en la

conveniencia de abrir la caja al nivel de los ejes para extraerlos con facilidad y permitir el [cambio](#) de rodamientos, sellos de aceite, revisar el desgaste de los dientes y otras revisiones preventivas dentro de las cuales se encuentra el cambio de piñones y engranes en caso de un cambio del motor original por otro de menor velocidad, lo cual es motivo de este trabajo.

#### **2.4.1.1 Factores de calificación**

Los factores de calificación son parámetros influyentes en la toma de decisiones, los cuales deben ser considerados y expuestos con respecto al diseño y limitaciones impuestas.

##### *2.4.1.1.1 Mantenimiento*

El mantenimiento debe ser considerado como una actividad frecuente, el cual debe estar programado, debido a que éste puede ser causa de un cuello de botella y suspensión de la producción en caso de un mantenimiento no definido.

La decisión de calificación de éste parámetro es el tiempo y costo de mantenimiento predictivo, preventivo y correctivo.

Por lo que a éste factor se da un valor de importancia de 5.

##### *2.4.1.1.2 Vida útil*

La vida útil, es la capacidad que tendrá el sistema para prestar servicio sin producir falla, el cual se considera para el desempeño del equipo y recibe un valor de importancia de 5.

##### *2.4.1.1.3 Facilidad de montaje*

Para el mantenimiento del reductor, éste debe ser lo más sencillo posible lo que implica facilidad de montar y desmontar los elementos (instalación del sistema).

A este factor se da un valor de importancia de 5.

#### *2.4.1.1.4 Disponibilidad*

Se basa en la dificultad de obtener el equipo, el tiempo de fabricación, tiempo de envío y de todos los procesos y elementos involucrados para la adquisición del sistema.

Por lo que a éste se le asigna un valor de importancia de 5.

#### *2.4.1.1.5 Costo*

Éste es el factor de mayor importancia, debido a las limitaciones de la planta; ya que implica la implantación del sistema.

La planta demanda el menor costo posible para lograr su objetivo, por lo cual se debe hacer una optimización de éste, sin que se pierda eficiencia y seguridad en el trabajo.

Éste factor se convierte en una restricción por lo que se le da una importancia de 10.

### **2.4.2 TOMA DE DECISIONES**

El planteo de posibles soluciones está ligado al tipo de problema que presente el reductor y del estado de sus elementos.

Esto puede ir desde un simple cambio del lubricante hasta el cambio total del reductor.

El tomar decisiones es un factor de vital importancia para la planta, ya que involucra tiempo y dinero, debiendo tener mucho cuidado al momento de realizarlas.

Debido al reporte del reductor y estado de sus elementos se puede dar un criterio de lo que se debe realizar. Los manuales de los fabricantes ofrecen gran ayuda gracias a las recomendaciones que en éstos constan.

Combinando los conocimientos adquiridos, recomendaciones del fabricante y diversos tiempos de producción, se puede tomar la mejor decisión según sea el caso.

Se estudiará una serie de alternativas las cuales podrían cumplir los requerimientos:

A1: Cambio del reductor.

A2: Cambio de las tres etapas del reductor.

A3: Cambio de dos etapas del reductor.

A4: Cambio de una etapa del reductor.

La primera alternativa (A1), manifiesta en cambiar el reductor mandándolo a fabricar en el exterior de acuerdo a los requerimientos de la planta.

La segunda alternativa (A2), permite el cambio de las tres etapas del reductor o lo que es lo mismo rediseñar las parejas piñón-engrane en todas las etapas del reductor y acoplarlos en la misma caja.

La tercera alternativa (A3), reduce el trabajo a rediseñar dos etapas del reductor.

La cuarta alternativa (A4), pretende modificar un solo conjunto de piñón-engrane, y de esta manera reducir al máximo el número de piezas a fabricar.

Cada una de éstas alternativas tiene que ser analizadas de acuerdo a los parámetros antes mencionados y así canalizarla hacia la mejor opción y luego de ser tomado en cuenta todo esto se determina:

TABLA 2.4 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

	A1	A2	A3	A4	Valor
Mantenimiento	5	4.5	4	3	5
Vida útil	5	4.5	3	3	5
Fac. Montaje	4.5	4.5	4.5	4.5	5
Disponibilidad	3	3	3.5	4.5	5
Costo	5	6	7	9	10
TOTAL	22.5	22.5	22	24	30

Para este caso específico, teniendo en cuenta que las dos primeras alternativas a simple vista requieren un alto costo de inversión, estudio y tiempo para realizarlo, resulta más factible rediseñar el reductor en su primera etapa.

Con esta opción se puede optimizar el reductor para cumplir los objetivos antes propuestos los cuales son: mantener la velocidad actual del horno y su tasa de producción.

Debido a que en la primera etapa se tienen elementos más accesibles por su volumen, facilidad de montaje, desmontaje y fabricación se opta por ésta alternativa. Para poder hacerlo se debe realizar un análisis de efecto de fuerzas y esfuerzos en todo el conjunto de reducción y en cada uno de los elementos que lo conforman.

## **CAPÍTULO III**

### **3.1 DISEÑO EN BASE A LAS LIMITACIONES DEL REDUCTOR**

Para poder alcanzar los objetivos anteriormente expuestos, el rediseño del reductor se basa en un amplio conocimiento de la teoría del cálculo de fuerzas, dibujo aplicado a la ingeniería y de diversos estándares y recomendaciones existentes.

Debido a que se tiene: la potencia, relación de transmisión y distancia entre ejes, el reductor permite varias alternativas (opciones de cambio), para cubrir las necesidades propuestas.

Como se observó, para la optimización de recursos se debe tener en cuenta el parámetro costo-beneficio, por lo que, la decisión más conveniente es el cambio del reductor en su primera etapa.

De esta manera se propone brindar una gama de juegos de engranajes, que cubran el rango de potencia y velocidades requeridas, con el objetivo de minimizar el número de piezas a fabricar.

Con lo que los elementos a diseñar deben acoplarse al reductor, esto se centra en rediseñar los elementos antes mencionados y por lo que las velocidades de entrada y salida son conocidas se llega a obtener la relación total de transmisión a la cual se requiere que funcione; el primer paso consiste en observar las limitaciones antes expuestas las mismas que se muestran en la tabla 3.2.

TABLA 3.1 NÚMERO DE DIENTES Y RELACIÓN DE TRANSMISIÓN DEL REDUCTOR

	Número de dientes del piñón	Número de dientes del engrane	Relación de transmisión
Primera etapa	36	110	3,06
Segunda etapa	28	118	4,21
Tercera etapa	31	115	3,71
Relación total de transmisión			47,77
Relación total de transmisión a modificar			31,92

TABLA 3.2 DATOS DEL REDUCTOR MODIFICADO (RESTRICCIONES)

Potencia	400 HP/298kW
Rpm de entrada	1200
Rpm de salida	35.59
Ancho de cara engrane (mm)	146.05
Relación de transmisión total	31.92
Distancia entre ejes (mm) 1ª etapa	285.64

Con lo que el cálculo del número de dientes, módulo y demás características, que debe tener la pareja engrane-piñón, viene dado por las restricciones para obtener las imposiciones.

Otros factores y restricciones preponderantes son parte del diseño mismo, los cuales se involucran directamente y son: el mercado, dificultad de construcción, tratamientos térmicos, etc.

En este proceso resulta de gran ayuda la utilización de una hoja de cálculo (Excel), ya que con ésta se generan de forma muy rápida los números normales y además permite obtener listas, de una manera simple, de todas las posibilidades existentes para elegir la que más se ajuste a las necesidades, reduciendo

notablemente el tiempo que llevaría obtener estos resultados mediante la utilización de otro método.

Así mismo, se diseñaran todas las piezas del reductor necesarias para llegar al objetivo, pueden ser éstas: ejes, tapas, rodamientos, etc., siguiendo normas y utilizando distintos catálogos.

### **3.2 DISEÑO DE LOS NUEVOS ENGRANAJES DE LA PRIMERA ETAPA**

Existen tres tipos de engranajes los cuales pueden ser montados en ejes paralelos según el tipo de dientes: rectos, helicoidales y helicoidales dobles.

El tipo de diente que se va a utilizar para el diseño es de tipo helicoidal, debido principalmente al costo y dificultad de fabricación, ya que éste se puede ajustar a las necesidades. Algunas ventajas y desventajas del uso de engranes según el tipo de diente se encuentran en el anexo (2).

#### **3.2.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO**

Los [materiales](#) usados para engranajes helicoidales son los mismos que se usan para los demás tipos (rectos y helicoidales dobles). Se debe considerar las cargas axiales y flexionantes generadas en los engranajes para la [elección](#) del material, el cual generalmente es acero (para grandes potencias), hierro fundido, bronce, o resinas fenólicas.

El material que se va a utilizar para la fabricación de los engranajes es acero ya que éste combina las características de alta resistencia y bajo costo, siendo simple al carbono o aleado. Este material están disponibles en el mercado; de la elección de éste puede depender el éxito de la operación de tratamiento térmico.

El material a utilizar para el diseño del engrane, como del piñón es el que se menciona a continuación con sus diferentes propiedades y características.

TABLA 3.3 PROPIEDADES DEL ACERO SAE 4340

Acero SAE 4340		
Tratamiento térmico	Recocido °C	650-700
	Temple °C enfriado	830-860

	rápido	O <sup>10</sup>
	Revenido °C	540-680
	Dureza obtenible	54HRC W <sup>11</sup>
Características mecánicas	Entrega	Bonificado
	Tracción/torsión N/mm <sup>2</sup>	1100-1300

Este acero es bonificado<sup>12</sup> al CrNiMo, posee gran resistencia y es apto para el diseño.

### 3.2.1.1 Engranajes Helicoidales Paralelos

#### 3.2.1.1.1 Consideraciones Cinemáticas y Dimensionamiento

En la figura (3.1), se detallan las dimensiones y nomenclatura utilizada para engranajes helicoidales.

---

<sup>10</sup> O=enfriamiento rápido en aceite

<sup>11</sup> W= enfriamiento rápido en agua

<sup>12</sup> Bonificado, tipo de aleación del acero.

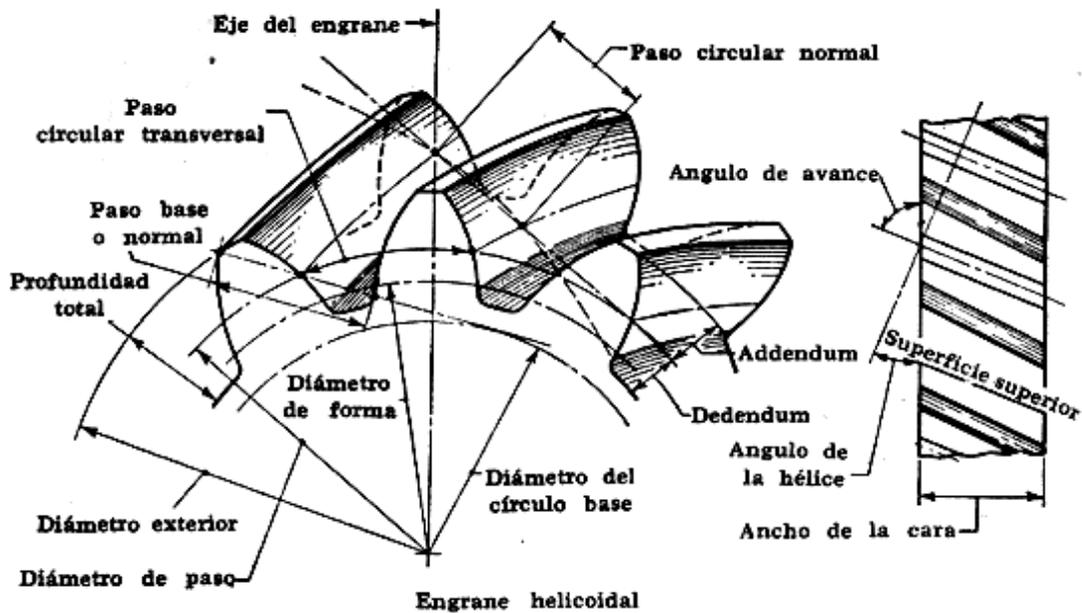


FIGURA 3.1 NOMENCLATURA DE ENGRANAJES HELICOIDALES

*Paso circular.*- es la distancia medida sobre la circunferencia de paso entre determinado punto de un diente y el correspondiente de uno inmediato, es decir la suma del grueso del diente y el ancho del espacio entre dos consecutivos.

En los engranes helicoidales, por su naturaleza (dientes en hélice), tiene dos pasos:

$P_n$  = paso circular normal (dts/mm)

$P_t$  = paso circular transversal (dts/mm)

Relacionados por la siguiente ecuación:

$$P_n = P_t * \cos \psi \quad (3-1)$$

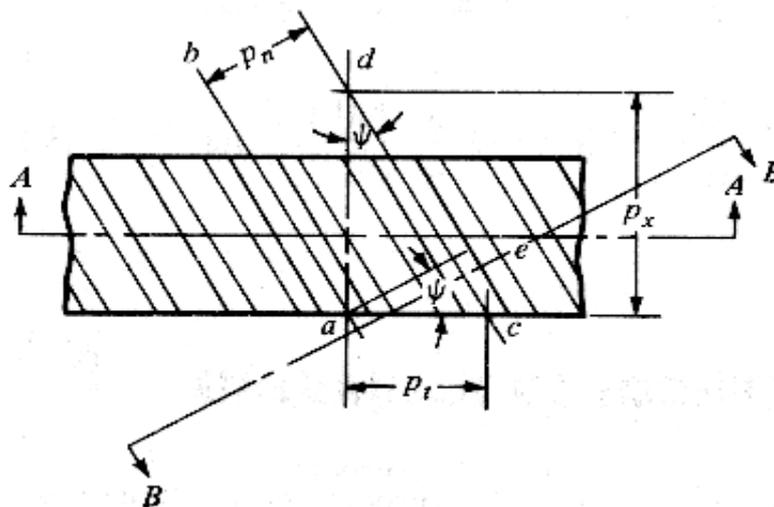


FIGURA 3.2 RELACIÓN GRÁFICA DE LOS DIENTES

Donde  $\psi$  es el ángulo de hélice como se muestra en la figura (3.2)

*Circunferencia de paso (Primitiva).*- Es un círculo teórico en el que generalmente se basan todos los cálculos; su diámetro es el diámetro de paso.

*Paso diametral (P).*- Es la relación del diámetro de paso al número de dientes y es el inverso del módulo (m).

Los engranes helicoidales se diferencian entre:

Paso diametral transversal

$$dt = \frac{dp}{z} \quad (3-2)$$

Paso diametral normal

$$dn = dt * \cos(\psi) \quad (3-3)$$

$z$  es el número de dientes del engrane.

*Adendo (a).*- Distancia radial entre el tope del diente y la circunferencia de paso.

*Dedendo (d).*- Es la distancia entre el fondo del espacio y la circunferencia de paso.

*Altura total (h).*- Es la suma del dedendo y del adendo.

*Circunferencia de holgura.*- Es la circunferencia tangente a la de adendo del otro engrane, la holgura es la diferencia entre el adendo de un engrane y el dedendo del otro conectado.

*Juego (Backlash).*- Es el espacio entre dos dientes consecutivos y el grueso del diente del otro engrane.

*Número virtual de dientes (zv).*- Si se observa en la [dirección](#) de los dientes, un engrane del mismo paso y con el mismo  $r$  tendrá un mayor número de dientes según aumente  $r$  es decir conforme se incrementa  $\psi$ .

Se puede demostrar que:

$$zv = \frac{z}{\cos^3(\psi)} \quad (3-4)$$

Para la generación de un engrane se trazan dos círculos cuyos diámetros son los diámetros de paso.

En un par de engranes conectados las circunferencias de paso son tangentes entre si, esto quiere decir que los centros están ubicados a una distancia  $r_1 + r_2$  (distancia entre centros).

En la figura (3.3), el punto  $P$  es el punto de paso, por este punto se traza una recta  $ab$  que es tangente a los dos círculos, luego se traza una recta  $cd$  por el punto  $P$ , a un ángulo  $\phi$  con respecto a la tangente común  $ab$ ; la recta  $cd$  recibe tres nombres:

Línea de presión, generatriz o línea de acción e indica la dirección en que actúa la fuerza.

El ángulo  $\phi$  se llama ángulo de presión y para engranes helicoidales el ángulo de presión  $\phi_n$  en la dirección normal es diferente a  $\phi_t$  en la dirección transversal, estos ángulos están relacionados por la ecuación:

$$\cos(\psi) = \frac{\tan(\phi_n)}{\tan(\phi_t)} \quad (3-5)$$

A continuación, sobre cada engrane se traza una circunferencia tangente a la línea de presión, como son tangentes a dicha línea, y al ángulo de presión determina su tamaño. El radio de la circunferencia de base es:

$$r_b = r * \cos(\phi) \quad (3-6)$$

Las circunferencias de adendo y dedendo se trazan con [los valores](#) dados anteriormente.

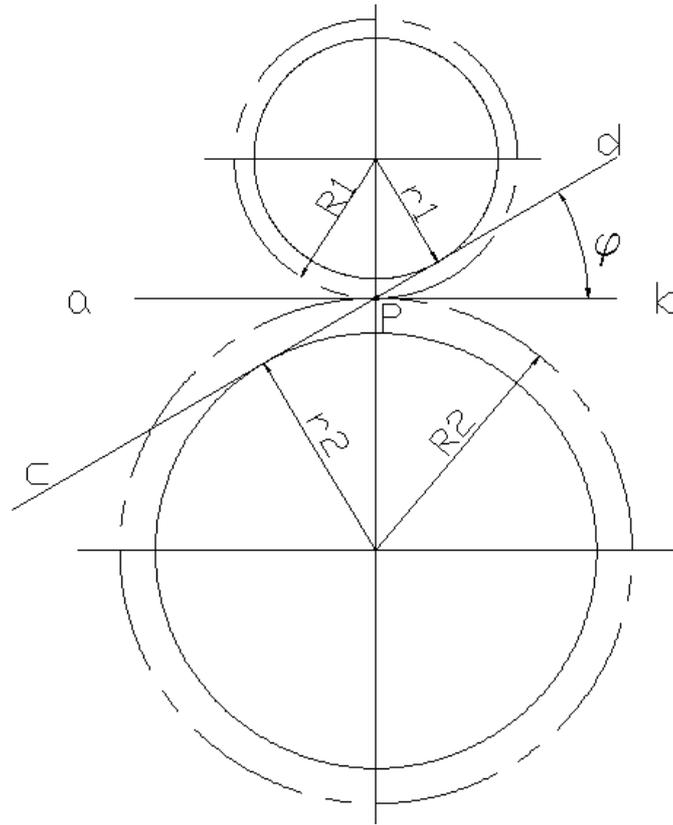


FIGURA 3.3 RELACIÓN ENTRE ENGRANE Y PIÑÓN

*Interferencia.*- El contacto comienza cuando la punta del diente conducido toca el flanco del diente conductor, ello ocurre antes de que la parte de evolvente del diente conductor entre en acción.

Se presenta una vez más el mismo efecto a medida que los dientes dejan de estar en contacto. El efecto se da cuando la punta del diente impulsor tiende a penetrar en el flanco del diente impulsado, o a interferir con él.

La interferencia también puede reducirse con un mayor ángulo de presión. Con esto se obtiene una menor circunferencia de base, de manera que la mayor parte del perfil de los dientes es evolvente. La [demanda](#) de piñones menores con menos dientes favorece así el uso de un ángulo de presión de  $25^\circ$ , aun cuando las fuerzas de fricción y las cargas de aplastamiento aumenten de magnitud y disminuya la relación de contacto.

### 3.2.1.1.2 Análisis De Fuerzas

La fuerza resultante que actúa sobre el engranaje se considera como aplicada sobre la cara del diente de la siguiente manera:

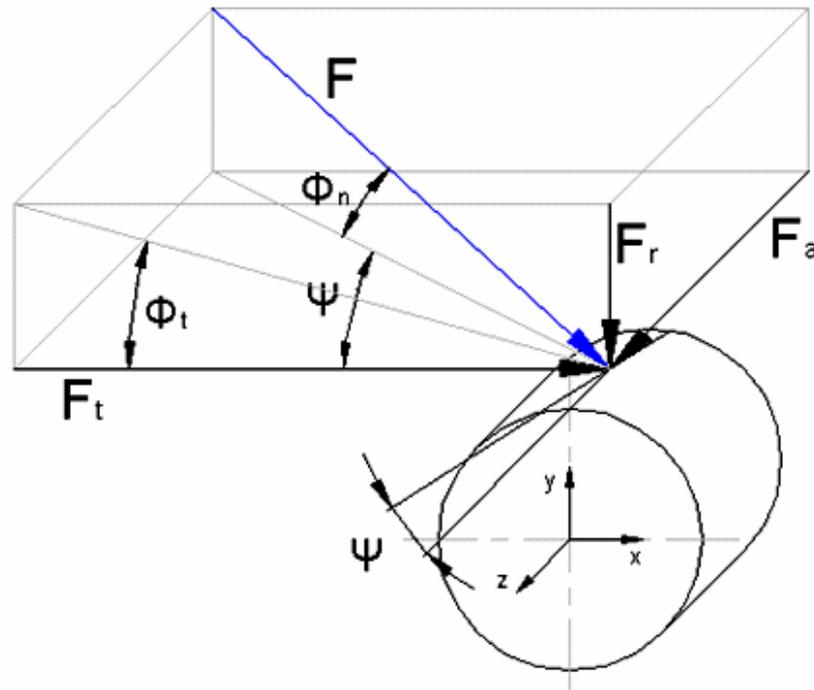


FIGURA 3.4 REPRESENTACIÓN DE FUERZAS ACTUANTES

Las fuerzas actuantes se descomponen sobre las direcciones radial, tangencial y axial para su mejor entendimiento. La carga transmitida a los engranajes tiene la dirección tangencial o de rotación, por lo tanto es más fácil considerar las demás fuerzas en [función](#) de la componente tangencial.

$$F_r = F * \text{sen}(\phi_n) \quad (3-7)$$

$$F_t = F * \cos(\phi_n) * \cos(\psi) \quad (3-8)$$

$$F_a = F * \cos(\phi_n) * \text{sen}(\psi) \quad (3-9)$$

Como frecuentemente  $F_t$  es conocida, es conveniente dejar expresado en función de ésta:

$$F_r = F_t * \tan g(\phi_n) \quad (3-10)$$

$$F = \frac{F_t}{\cos(\phi_n) * \cos(\psi)} \quad (3-11)$$

$$F_a = F_t * \tan g(\psi) \quad (3-12)$$

### 3.2.1.1.3 Cálculos según AGMA

La American Gear Manufactures Association (AGMA), proporciona mediante tablas y [gráficos](#) la [información](#) referente al diseño y [análisis](#) de los engranajes. Los métodos que presenta esta [organización](#) son de uso común para las consideraciones de resistencia y desgaste de los dientes.

Las [ecuaciones](#) y relaciones presentadas son extractos de *AGMA, Standard for rating pitting Resistance and bending Strength of spur and Helical Involute Gear Teeth, AGMA 218.01*

Fórmula de Lewis

$$\sigma = \frac{F_t * P_t}{K_v * f * J} * K_a * K_B * K_s * K_m \quad (3-13)$$

$\sigma$  = esfuerzo de flexión (MPa)

$F_t$  = carga transversal transmitida (N)

$P_t$  = paso diametral transversal (dts/mm)

$K_v$  = factor dinámico

$f$  = ancho de cara (mm)

$J$  = factor geométrico a flexión AGMA

$K_B$  = factor de flexión del arco

$K_a$  = factor de aplicación

$K_m$  = factor de distribución de carga

$K_s$  = factor de tamaño

### 3.2.1.1.4 Resistencia a la fatiga

Los límites de resistencia a la fatiga de los engranes se obtienen con los métodos tradicionales, debido a que no es realista que el elemento mecánico resulte igual a uno de los valores obtenidos en el laboratorio. Es por eso que se tiene una serie de factores que modifican el límite a la fatiga, por lo que:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e' \quad (3-14)$$

Estas constantes son:

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga del diente del engrane (MPa)

$S_e'$  = límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga giratoria

$k_a$  = factor de superficie

$k_b$  = factor de tamaño

$k_c$  = factor de confiabilidad

$k_d$  = factor de temperatura

$k_e$  = factor de modificando por concentración del esfuerzos

$k_f$  = factor de efectos diversos

#### 3.2.1.1.5 Factor de seguridad a presión para engranes helicoidales

El factor de seguridad  $n_G$  se lo obtiene mediante la fórmula:

$$n_G = K_o \cdot K_m \cdot n$$

(3-15)

Donde  $n$  es el factor de seguridad ordinario, la AGMA utiliza  $n \geq 2$  para cargas de fatiga;  $K_o$  y  $K_m$ , son los factores de sobrecarga y de distribución de carga respectivamente establecidos por la AGMA.

#### 3.2.1.1.6 Presión de Hertz

Un diente de engranaje sujeto a una acción flexionante debe diseñarse para prevenir la posibilidad de que se fracture por sobrecargas estáticas o por efecto de fatiga.

Pero también hay que tomar en cuenta el desgaste en la superficie de los dientes del engrane.

Para asegurar una vida satisfactoria del engranaje, se debe conseguir que los esfuerzos dinámicos que actúen en la superficie queden dentro del límite de fatiga superficial del material y para esto interesa la teoría de esfuerzo de contacto en la superficie entre dos cilindros de Hertz, aplicada a los engranajes:

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_t}{C_v \cdot f \cdot d_p \cdot I}} \cdot C_a \cdot C_m \cdot C_f \cdot C_s \quad (3-16)$$

Donde:

$\sigma_H$  = esfuerzos de Hertz superficiales

$d_{p_p}$  = diámetro de paso del piñón (mm)

$C_p$  = coeficiente elástico (MPa<sup>0.5</sup>)

$F_t$  = carga transversal transmitida (N)

$C_v$  = factor dinámico

$f$  = ancho de cara (mm)

$I$  = factor geométrico superficial AGMA

$C_a$  = factor de aplicación

$C_m$  = factor de distribución de carga

$C_s$  = factor de Tamaño.

Cada uno de estos valores se los obtiene por medio del cálculo que brinda la AGMA, y los cuales se van a detallar más adelante, según se lo requiera.

Todos los factores de corrección para esfuerzos superficiales son los mismos utilizados para el diseño a flexión.

La resistencia a la fatiga en la superficie de los aceros está dada por:

$$S_c = (0.4H_B - 10) 6.89 \text{ en (MPa)}$$

Donde  $H_B$  es la dureza en Brinell de las superficies más suaves, de las que están en contacto y corresponde a una duración de  $10^8$  aplicaciones de esfuerzo.

La AGMA sugiere que se modifique en forma bastante similar a la usada por flexión y para la cual se tendría:

$$S_H = \frac{C_L * C_H}{C_T * C_R} * S_C \quad (3-17)$$

Donde:

$S_H$  = límite a la fatiga corregido o resistencia hertziana (MPa)

$C_L$  = factor de duración o vida

$C_H$  = factor de relación de dureza

$C_T$  = factor de temperatura

$C_R$  = factor de confiabilidad

### 3.2.1.1.7 Factor de seguridad de la superficie

Primeramente se tiene que calcular el valor de la carga transmitida permisible  $F_{t_p}$ , que se vio en la ecuación (3-16), y siguiendo los lineamientos para el cálculo del factor de seguridad, queda:

$$F_{t_p} = n_G * F_t \quad (3-18)$$

De donde:

$$n_G = C_o * C_m * n$$

La AGMA asigna los valores  $C_o$  y  $C_m$ , que son iguales a los factores de sobrecarga y distribución de carga expuestos anteriormente.

### 3.2.2 CÁLCULO

Una vez tomada la decisión de cambiar la primera etapa del reductor, para su rediseño, se parte de las restricciones tomadas anteriormente que son la distancia entre ejes y la relación de transmisión en la primera etapa.

Se sabe que la suma de los radios de las circunferencias de paso es:

$$r_1 + r_2 = 285,64 \text{ mm}$$

Y que la relación de transmisión es:

$$\frac{r_1}{r_2} = 0,49$$

Con lo que los radios de las circunferencias de paso quedan:

$$r_1 = 93,95 \text{ mm}$$

$$r_2 = 191,38 \text{ mm}$$

Para el cálculo y diseño se deben tomar en cuenta tres factores muy importantes los cuales se los debe elegir con mucho criterio, dependiendo de las restricciones y la eficiencia, estos parámetros son:

- Módulo de engranaje
- Ángulo de presión
- Ángulo de hélice

### 3.2.2.1 Elección del módulo

Luego de tener  $r_1$  y  $r_2$  radios del piñón y del engrane respectivamente correspondientes a la primera etapa, se debe escoger el módulo (de éste dependen el número de dientes necesarios para lograr la transmisión requerida), dado por la expresión:

$$m_t = \frac{d}{z} \quad (3-19)$$

Donde:

$d$  = diámetro del engrane ó piñón

$z$  = número de dientes

$m_t$  = módulo transversal

Por ejemplo si el módulo transversal  $m_t = 4$  entonces el módulo normal queda:

$$m_n = m_t * \cos (\psi) \quad (3-20)$$

$$m_n = 4 * \cos (15)$$

$$m_n = 3.86$$

Los pasos diametrales transversal y normal, son inversos al módulo correspondiente:

$$m = \frac{1}{P} \quad (3-21)$$

$$P_t = \frac{1}{m_t} \quad P_n = \frac{1}{m_n}$$

$$P_t = \frac{1}{4} \quad , y \quad P_t = \frac{1}{3.86}$$

$$P_t = 0.25 \quad P_t = 0.27$$

Aquí se muestra un ejemplo de cálculo del número de dientes, tanto del engrane como del piñón.

$$z_e = \frac{383.18}{4} \quad , y \quad z_p = \frac{188.1}{4}$$

$$z_e = 98 \quad z_p = 48$$

Para observar la implicación del módulo en el sistema, se realizó una tabla variando el módulo transversal, en la cual se presentan diferentes alternativas, que se muestran a continuación:

TABLA 3.4 RELACIÓN MÓDULO-NÚMERO DE DIENTES

<b>Módulo</b> $m_t$	<b>Módulo real</b> $m_n$	<b>Z piñón</b>	<b>Z engrane</b>
mm/dts	mm		
6	5,9	31	64
5	4,92	38	78
<b>4</b>	<b>3,93</b>	<b>48</b>	<b>98</b>
3,5	3,44	55	111
3	2,95	64	130

En la tabla (3.4) se observa que el módulo transversal  $m=4$  es el más adecuado, debido principalmente a que el costo de fabricación de los engranajes es de acuerdo al número de dientes y al módulo.

Además cabe señalar, que el número virtual de dientes depende del ángulo de hélice, pero para este caso resultaron el mismo valor.

Con esto el número virtual de dientes es:

$$Z_v = \frac{z}{\cos^3(\psi)}$$

$$Z_{v_p} = \frac{48}{\cos^3(10.5)}, \text{ y } Z_{v_e} = \frac{98}{\cos^3(10.5)}$$

$$Z_{v_p} = 50.49 \quad Z_{v_e} = 103.1$$

Para el cálculo del número de dientes virtual se necesita conocer el ángulo de hélice, por lo que se tomo como referencia el ángulo del engrane que actualmente se encuentra en el reductor que es  $25^\circ$ . Una vez que se tiene el módulo se puede determinar las diferentes características de los dientes, las cuales fueron mencionadas anteriormente.

TABLA 3.5 DIMENSIONES DE LOS DIENTES

Módulo	Módulo real	Adendo	Dedendo	Altura del diente	Grueso del diente	Espacio entre dientes
mc	m	a	b	h	e	t
mm/dts	mm	mm	mm	mm	mm	mm
4	3,63	3,693	4,91	8,84	6,16	6,18

### 3.2.2.2 Elección del ángulo de presión

Los ángulos de presión que se tiene a disposición son de 20 y 25°, debido a que éstos se encuentran tabulados en tablas y recomendaciones de los factores que se toman en cuenta para el diseño de engranajes, ya que éstos son los más utilizados.

De éstos dos el más eficiente y adecuado para el diseño es 25°, lo cual se demuestra en el anexo (3).

Señalando que todos los factores a tomar en cuenta en el análisis, hacen referencia a éste ángulo.

### 3.2.2.3 Elección del ángulo de hélice

Según el ángulo de hélice varía la longitud de contacto entre dientes; para este caso el valor del ángulo puede variar de 0 a 30°, ya que son recomendados para ángulos de presión de 20 y 25°.

Para la elección del ángulo de hélice, se tienen algunas opciones; tomando en cuenta que la variación del ángulo no influye en el costo de fabricación. El criterio de elección se basa en su eficiencia con respecto al diseño.

Los valores tomados son limitados por las proporciones de los dientes antes vistos, ya que en este rango los valores son más adecuados.

En el análisis que se muestra en el anexo (3), en la superficie se tiene un factor de seguridad mayor conforme se aumenta este ángulo. Por otro lado se ve que la resultante de la fuerza también aumenta, con lo que disminuye el factor de seguridad por flexión. Es por eso que se considera un valor intermedio de 15°, debido a que con este se obtiene un valor que satisface el diseño.

Con la elección de estas variables se tiene el tipo de engranaje que se va a utilizar.

En los engranes helicoidales existen fuerzas en sentido axial, tangencial y radial las cuales se obtienen a partir de la velocidad tangencial.

A continuación se muestra el cálculo de las fuerzas para éstos engranajes.

#### 3.2.2.4 Cálculo de las fuerzas

Las fuerzas resultantes es más fácil determinarlas mediante la fuerza en la dirección tangencial.

Para esto hace falta calcular la velocidad en la línea de paso  $V$ , la cual depende del diámetro y el número de revoluciones para este caso del piñón y queda:

$$V = \frac{\pi * dp * n}{60000} \quad (3-22)$$

$$V = \frac{\pi * 188.1 * 1200}{60000}$$

$$V = 11.35 \left( \frac{m}{s} \right)$$

Sabiendo que la potencia transmitida  $P$  es de 298.28 kW, el valor la fuerza en la dirección tangencial queda:

$$F_t = 1000 * \frac{P}{V} \quad (3-23)$$

$$F_t = 1000 * \frac{298.28}{11.35}$$

$$F_t = 26289.62(N)$$

Y las demás fuerzas en las direcciones radiales y axiales, así como la resultante son:

$$F_r = F_t * \tan g(\varphi_n)$$

$$F_r = 26289 * \tan g(25.37)$$

$$F_r = 12466.36(N)$$

$$F_a = F_t * \tan g(\psi)$$

$$F_a = 26289.62 * \tan g(15)$$

$$F_a = 7044.28(N)$$

$$F = \frac{F_t}{\cos(\varphi_n) * \cos(\psi)}$$

$$F = \frac{26289.62}{\cos(25.37) * \cos(15)}$$

$$F = 30030.66(N)$$

### 3.2.2.5 Diseño de los engranajes por fatiga a flexión

Como se sabe los engranes pueden fallar estáticamente y por fatiga debido a esfuerzos de flexión y fatiga en la superficie.

Los esfuerzos a flexión se calculan mediante la ecuación de Lewis (3-13), como una viga en voladizo:

$$\sigma = \frac{F_t * P_t}{K_v * f * J} * K_a * K_B * K_s * K_m$$

En ésta ecuación se presentan factores, los cuales modifican los esfuerzos presentes:

Paso diametral transversal ( $P_t$ ), es el inverso del módulo transversal y queda:

$$P_t = 0.26 \text{ dts/mm}$$

Factor dinámico de velocidad ( $K_v$ ), depende de la velocidad de línea de paso que para engranes helicoidales se obtiene por:

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{V}}} \quad (3-24)$$

$$K_v = 0.78$$

Ancho de cara ( $f$ ), es igual a la diagonal que cruza el ancho del engranaje y es:

$$f = 146.05 \text{ mm}$$

Factor geométrico a flexión AGMA ( $J$ ), en el cual se emplea el factor de forma modificado ( $Y$ ), el factor de concentración de esfuerzos  $k_f$  y una relación de compartición de carga  $m_N$ , esta relación es basada en la proporción de carga que lleva un diente, y es dado por la expresión (AGMA):

$$J = \frac{Y}{k_f * m_N} \quad (3-25)$$

Como el valor de  $Y$ , se basa en el punto más alto de contacto en un diente  $m_N=1$ , entonces  $J$  queda:

$$J = \frac{Y}{k_f} \quad (3-26)$$

Este valor se obtuvo de acuerdo a recomendaciones de la AGMA, que se basa en el número de dientes del engrane y del piñón y tiene un valor:

$$J = 0.54$$

Factor de flexión del arco ( $K_B$ ), depende si es piñón o engrane, como las fuerzas actuantes son iguales pero en sentido contrario entre el engrane y el piñón. Para el cálculo del piñón el valor de ésta constante es:

$$K_B = 1$$

Factor de aplicación de carga ( $K_a$ ), ya que el movimiento proviene de un motor eléctrico que gira constantemente, ésta tiene un valor:

$$K_a = 1$$

Factor de Tamaño ( $K_s$ ), ya que los dientes son grandes:

$$K_s = 1.5$$

Factor de distribución de carga ( $K_m$ ), este factor depende del ancho de cara y debido a éste toma el valor de:

$$K_m = 1.3$$

De aquí que el cálculo de los esfuerzos quedan:

$$\sigma = \frac{F_t * P_t}{K_v * b * J} * K_a * K_B * K_s * K_m$$

$$\sigma = \frac{26289.62 * 0.26}{0.79 * 146.05 * 0.54} * 1 * 1 * 1.5 * 1.3$$

$$\sigma = 213.20 \text{ MPa}$$

Los métodos para cálculo de la fatiga del diente se lo realiza mediante:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

Donde:

$S_e'$ , que es límite de fatiga de la probeta giratoria y es:

$$S_e' = 0.5 * S_{ut}$$

$S_{ut}$ , es el límite último a la tensión, depende del material a utilizar y se encuentra tabulado en tablas; debido a que es una característica propia del material para el acero 4340 es:

$$S_{ut} = 1100 \text{ (MPa)}$$

Factor de superficie ( $k_a$ ), éste corresponde al acabado a máquina y del Sut, para dientes cortados cepillados y esmerilados tiene un valor de:

$$k_a = 0.68$$

Factor de tamaño ( $k_b$ ), se refiere a la dimensión de la probeta redonda, por lo que se tiene que evaluar un diámetro equivalente, el cual es lo que se encuentra dentro de la raíz de la ecuación (3-27), y debido a que el diámetro equivalente está entre los valores 7.62 y 250 mm, se emplea la siguiente fórmula:

$$k_b = 0.869 \left( \sqrt{\frac{0.05 * h * e}{0.0766}} \right)^{-0.097} \quad (3-27)$$

$$k_b = 0.869 \left( \sqrt{\frac{0.05 * 8.79 * 6.24}{0.0766}} \right)^{-0.097}$$

$$k_b = 1$$

Sabiendo que:

$h$  = altura del diente (mm)

$e$  = espesor del diente (mm)

Se muestra que:

$$k_b = 1$$

Factor de confianza ( $k_c$ ), dando una confiabilidad  $R=0.95$ , el valor del factor es:

$$k_c = 0.87$$

Factor de temperatura ( $k_d$ ), debido a que ésta dentro del reductor se encuentra por debajo de los 450°C:

$$k_d = 1$$

Factor de modificación por concentración de esfuerzos ( $k_e$ ), se refiere al factor de concentración de esfuerzos a la fatiga ( $k_f$ ), con el factor geométrico  $J$ , su valor es:

$$k_e = 1$$

Factor de efectos diversos ( $k_f$ ), para engranes es:

$$k_f = 1$$

Entonces el límite a la fatiga corregido del diente queda:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

$$S_e = 0.5 * 1100 * 0.68 * 1 * 0.87 * 1 * 1 * 1$$

$$S_e = 492.77 \text{MPa.}$$

Todos los factores se pueden ver en el anexo (5).

El factor de seguridad del engrane es:

$$n_G = \frac{Se}{\sigma}$$

$$n_G = \frac{432.77}{213.20}$$

$$n_G = 2.36$$

Y el factor de seguridad a flexión en el diente:

$$n = \frac{n_G}{K_o * K_m}$$

$$n = \frac{2.36}{1.3 * 1}$$

$$n = 1.56$$

Donde:

Ko, factor de sobrecarga que depende de la máquina impulsada y la motriz, ya que ésta siempre está en funcionamiento y no existen choques más bien es uniforme. Por lo que la AGMA recomienda un valor de Ko=1.

Km, es el factor de aplicación de carga y es igual al Cm=1,3.

### 3.2.2.6 Cálculo de los esfuerzos superficiales de Hertz.

Estos esfuerzos son dados por la relación:

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{F_t}{C_v * f * d_p * I} * C_a * C_m * C_f * C_s}$$

Donde:

Cp, es el coeficiente elástico, debido a que el engrane y el piñón son del mismo material (acero) y por ende ostentan los mismos coeficientes  $\mu$  y módulos de elasticidad  $E$ . Por lo que se tiene:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \mu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \mu_e^2}{E_e} \right)}} \quad (3-28)$$

$$C_p = 191 MPa^{0.5}$$

La fuerza en la dirección transversal  $F_t=26$  kN

El ancho de cara  $f=146.05$  mm

El diámetro de paso del piñón  $d_{p_p}=188.1$  mm

Los valores de los factores  $C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_f$  y  $C_s$  son los mismos que de los factores  $K$ , con su respectivo subíndice.

$I$ , es el factor geométrico superficial AGMA, para engranes helicoidales se calcula mediante:

$$I = \frac{\text{sen}\phi_t * \cos\phi_t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (3-29)$$

Donde  $m_G$ , es la relación de velocidad y viene dada por la expresión:

$$m_G = \frac{z_e}{z_p} \quad (3-30)$$

$$m_G = \frac{98}{48}$$

$$m_G = 2.04$$

Razón de compartición de carga  $m_N$ , para llegar a determinar el valor de ésta, se tiene que conocer primeramente  $Z$ , que es la longitud en la línea de acción transversal y el  $p_n$ , paso base normal y se relaciona con el paso circular.

$$p_N = p_n * \cos 25^\circ \quad (3-31)$$

$$p_N = \frac{\pi}{0.27} * \cos 25^\circ$$

$$p_N = 10.55 \text{ mm}$$

$$Z = \sqrt{(r_p + a)^2 - r_{pb}^2} + \sqrt{(r_G + a)^2 - r_{Gb}^2} - (r_p + r_G) \text{sen}\phi_t$$

$$Z = \sqrt{(94.05 + 3.83)^2 - 89.22^2} + \sqrt{(191.56 + 3.83)^2 - 186.17^2} - (94.05 + 191.56) \text{sen}25.37$$

$$Z = 26.20$$

Por lo que  $m_N$  queda:

$$m_N = \frac{p_N}{95 * Z} \quad (3-32)$$

$$m_N = \frac{10.55}{95 * 26.20}$$

$$m_N = 0.43$$

Y la constante geométrica AGMA  $I$ :

$$I = \frac{\text{sen}\phi_t * \cos\phi_t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (3-33)$$

$$I = \frac{\text{sen}25.37^\circ * \cos 25.37^\circ}{2 * 0.43} * \frac{2.04}{2.04 + 1}$$

$$I = 0.31$$

Para el cálculo se tiene que conocer el límite de fatiga superficial que está relacionada con la dureza del material y está definida por la relación:

$$S_C = (0.4H_B - 10) * 6.894 \quad (3-34)$$

$$S_C = (0.4 * 346 - 10) * 6.894$$

$$S_C = 1370.68 \text{MPa}$$

Este valor debe corregirse para adecuarlo a las características de uso que va a tener el engrane.

Las constantes:

$C_L$ , el factor de duración 1, ya que se tiene una vida útil de 10 años.

$C_H$ , el factor de dureza 1, debido a que los materiales tanto del engrane como del piñón son los mismos.

$C_T$ , el factor de temperatura 1, la temperatura no sobrepasa los 450°C.

$C_R$ , el factor de confiabilidad 1.25, se tiene una alta confiabilidad.

$$S_H = \frac{C_L * C_H}{C_T * C_R} * S_C$$

$$S_H = \frac{1 * 1}{1 * 1.25} * 1370.68$$

$$S_H = 2056.02 \text{MPa}$$

Y de la ecuación (3-16) se obtiene la carga permisible en la superficie que es:

$$F_{t,p} = \left( \frac{S_H}{C_p} \right)^2 (C_v * f * dp * I)$$

$$F_{t,p} = \left( \frac{2056.02 * 1000}{191} \right)^2 (0.79 * 0.14605 * 0.1881 * 0.31)$$

$$F_{t,p} = 78635.3 \text{N}$$

El factor de seguridad superficial del engrane:

$$Ft_p = n_G * Ft$$

$$n_G = \frac{Ft_p}{Ft}$$

$$n_G = \frac{78635.3}{30030.66}$$

$$n_G = 2.67$$

El factor de seguridad:

$$n = \frac{n_G}{Co * Cm}$$

$$n = \frac{2.67}{1.3 * 1}$$

$$n = 2.05$$

Donde Co y Cm son iguales a las constantes Ko y Km utilizados en el cálculo para flexión.

Ya que los valores obtenidos de factores de seguridad, tanto a flexión como en la superficie resultaron aptos, el engrane va a trabajar correctamente a las condiciones propuestas.

## CAPÍTULO IV

### 4.1 COMPROBACIÓN DE LOS ELEMENTOS

Una vez obtenidas las fuerzas actuantes en el piñón y con el fin de comprobar los elementos los cuales podrían ser afectados y que son parte del reductor, como son: rodamientos, ejes, etc, se debe realizar un análisis estático del sistema.

Con ayuda de las dimensiones de los elementos se puede saber en donde y a que distancia se encuentran actuando las fuerzas. Estas medidas se obtuvieron gracias a que los elementos no fueron modificados; el análisis se centro en el cambio del juego piñón-engrane de la primera etapa. Por lo que las dimensiones del resto de elementos que conforman el reductor no se alteran, en caso de que los elementos lleguen a fallar según el análisis éstos tienen que rediseñarse para que satisfagan el diseño propuesto.

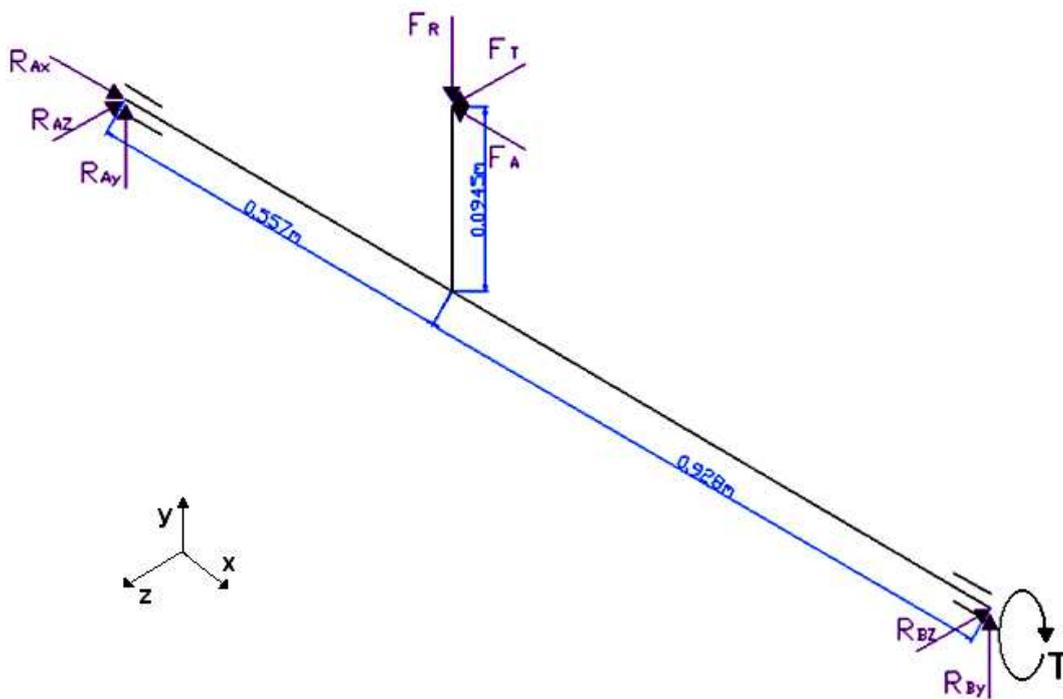


FIGURA 4.1 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL EJE Y APOYOS

Se debe calcular las reacciones en los apoyos con la ayuda de la primera ley de Newton para estática, las cuales son:

$$\sum M_{AX} = 0$$

$$F_T * 0.09405 - T = 0$$

$$T = 26289.62 * 0.09405 Nm$$

$$T = 2472.53 Nm$$

$$\sum M_{AY} = 0$$

$$R_B^Z * 1.4859 - F_T * 0.55722 = 0$$

$$R_B^Z * 1.4859 - 26289.62 * 0.55722 = 0$$

$$R_B^Z = 9858.74 N$$

$$\sum M_{AZ} = 0$$

$$F_A * 0.09405 + R_B^Y * 1485.9 - F_R * 0.55722 = 0$$

$$7044.28 * 0.09405 + R_B^Y * 1485.9 - 12691.62 * 0.55722 = 0$$

$$R_B^Y = 4313.51 N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_A^X - F_A = 0$$

$$R_A^X = 7044.28 N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A^Y - F_R + R_B^Y = 0$$

$$R_A^Y - 12691.5 + 4313.51 = 0$$

$$R_A^Y = 8377.99 N$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_A^Z - F_T + R_B^Z = 0$$

$$R_A^Z - 26289.62 + 9858.74 = 0$$

$$R_A^Z = 16430.08 N$$

Una vez obtenidos los valores de las reacciones, se puede llegar a la verificación y determinación de los elementos integrantes.

#### 4.1.1 COMPROBACIÓN DEL EJE PIÑÓN

Como se vio en el capítulo dos, las gráficas de momentos flectores y esfuerzos cortantes son muy útiles en ejes de transmisión, a continuación se muestra el cálculo de éstos y su representación gráfica.

Como en los planos XY y XZ, se encuentran actuando fuerzas y momentos, y el torque en el plano paralelo al plano YZ.

Entonces se debe realizar gráficas diferentes en estos planos tanto de esfuerzo cortante y momento flector.

En el plano XZ, se tiene:

$$0 < x < 0.557$$

$$V = R_A^Z$$

$$V = 16430.08N$$

$$M = R_A^Z * x$$

$$M(0) = 16430.08 * 0$$

$$M(0) = 0$$

$$M(0.557) = 16430.08 * 0.557$$

$$M(0.557) = 9154.84Nm$$

$$0.557 < x < 1.4859$$

$$V = R_A^Z - F_T$$

$$V = 16430.08 - 26289.62$$

$$V = -9858.74N$$

$$M = R_A^Z * x - F_T * (x - 0.557)$$

$$M(0.557) = 16430.08 * 0.557 - 26289.62 * (0.557 - 0.557)$$

$$M(0.557) = 9154.84Nm$$

$$M(1.4859) = 16430.08 * 1.4859 - 26289.62 * (1.4859 - 0.557)$$

$$M(1.4859) = 0Nm$$

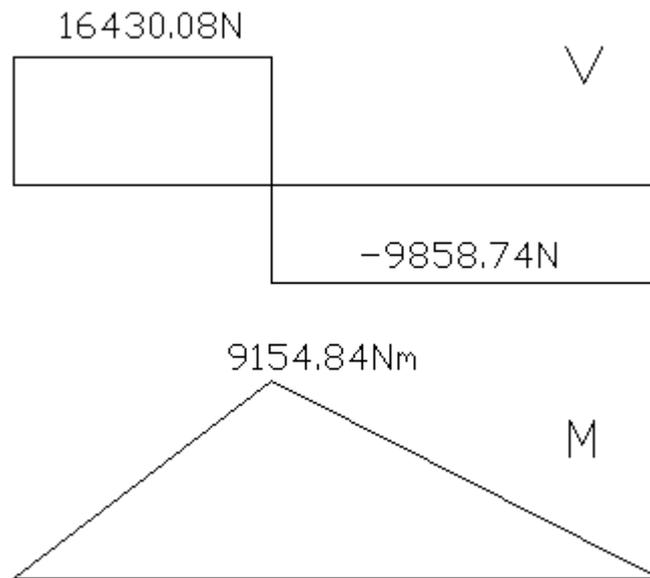


FIGURA 4.2 DIAGRAMA DE ESFUERZO CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR PARA EL EJE PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA (EJE DE ENTRADA) EN EL PLANO XZ

En el plano XY, se tiene:

$$0 < x < 0.557$$

$$V = R_A^y$$

$$V = 8377.99N$$

$$M = R_A^y * x$$

$$M(0) = 8377.99 * 0$$

$$M(0) = 0$$

$$M(0.557) = 8377.99 * 0.557$$

$$M(0.557) = 4666.5Nm$$

$$0.557 < x < 1.4859$$

$$V = R_A^y - F_R$$

$$V = 8377.99 - 12691.5$$

$$V = -4313.51N$$

$$M = R_A^y * x - F_R * (x - 0.557)$$

$$M(0.557) = 8377.99 * 0.557 - 12691.5 * (0.557 - 0.557)$$

$$M(0.557) = 4666.5Nm$$

$$M(1.4859) = 8377.99 * 1.4859 - 12691.5 * (1.4859 - 0.557)$$

$$M(1.4859) = 0Nm$$

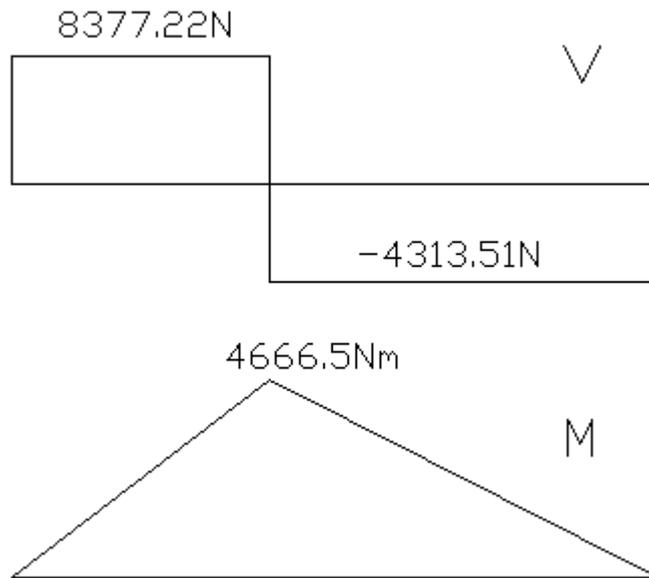


FIGURA 4.3 DIAGRAMA DE ESFUERZO CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR PARA EL EJE PIÑÓN DE LA PRIMERA ETAPA (EJE DE ENTRADA) EN EL PLANO XY

Como se sabe en el interior del eje existen esfuerzos de flexión debido a los momentos flectores  $\sigma$  actuantes, y esfuerzos de corte gracias a la acción del momento torsor  $T$ . La sección más crítica es donde se encuentra el máximo valor del momento torsor; para fines del análisis se debe tomar esta sección.

Los esfuerzos de flexión, debido a que existen en dos planos se deben sacar la resultante de la suma vectorial de estos dos y son:

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi * d^3} \quad (4-1)$$

$$\sigma_x = \frac{32\sqrt{(9858.74)^2 + (4666.5)^2}}{\pi * (0.127)^3}$$

$$\sigma_x = 54.23MPa$$

Y los esfuerzos de corte  $\tau$ , en el eje-piñón se calculan así:

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi * d^3} \quad (4-2)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * (2472.54)}{\pi * (0.127)^3}$$

$$\tau_{xy} = 6.14MPa$$

La comprobación del eje se concluye con el cálculo del factor de seguridad que se muestra en la ecuación (2-6), ya que el movimiento del eje se genera por acción de un motor eléctrico y se pueden considerar las cargas estables con lo que los valores de  $C_m$  y  $C_t$  son de 1.5 y 1 respectivamente:

$$\eta = \frac{S_Y * \pi * d^3}{32\sqrt{C_m(M_F)^2 + C_t(M_T)^2}}$$
$$\eta = \frac{1100 * 10^6 * \pi * (0.127)^3}{32\sqrt{1.5(9858.74^2 + 4666.5^2) + 2373.64^2}}$$
$$\eta = 18.3$$

El valor obtenido indica que el eje cumple con los requerimientos y va a soportar las nuevas cargas actuantes.

#### **4.1.2 COMPROBACIÓN DEL EJE-PIÑÓN DE ACOPLA DEL ENGRANE**

Como las fuerzas actuantes en el piñón se transfieren al engrane, debido a que éstas son iguales pero en sentido contrario (reacción<sup>13</sup>), adicionalmente se sabe la magnitud de las fuerzas en el eje-piñón al cual se acopla el engrane.

Las fuerzas en el eje-piñón de acople quedan dispuestas como se muestra en la figura (4.4).

---

<sup>13</sup> Fuerzas de igual magnitud aplicando la tercera ley de Newton que expresa que para cada acción existe una reacción.

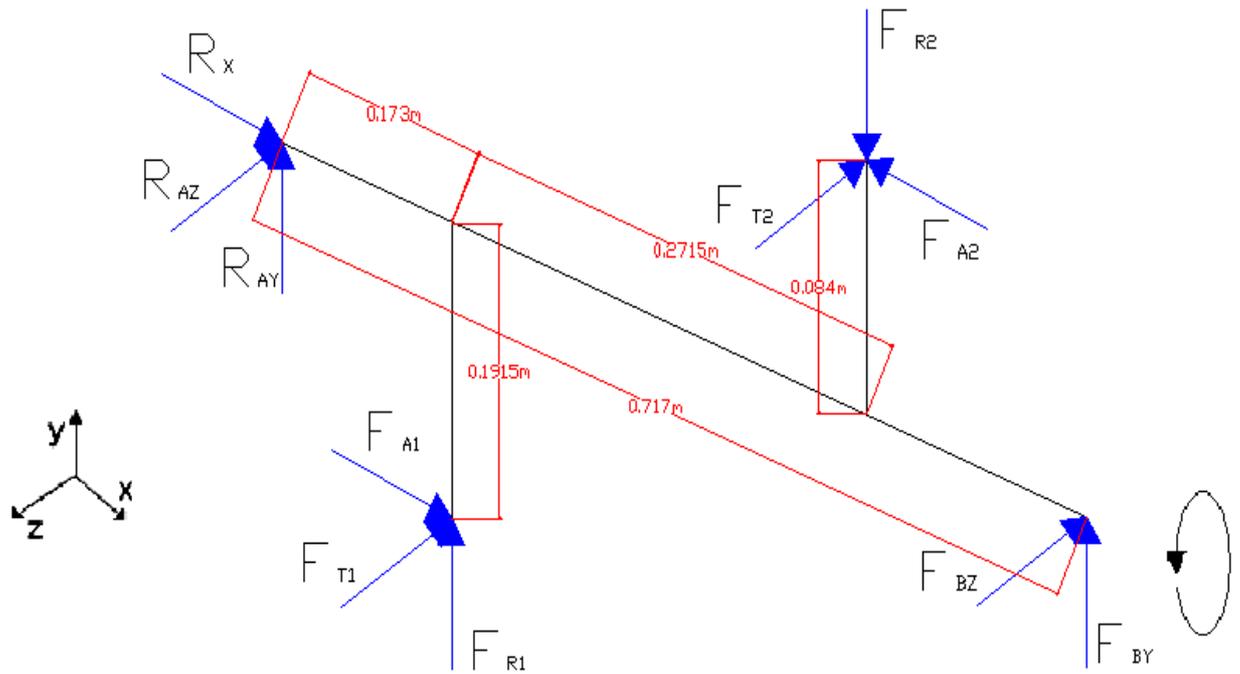


FIGURA 4.4 DIAGRAMA DE FUERZAS EN EL EJE PIÑÓN DE ACOPLA

El cálculo de las fuerzas actuantes en los engranes sean del reductor se muestra en el anexo (3), y de donde.

$$F_{A1}=7044.28\text{N}$$

$$F_{R1}=12691.50\text{N}$$

$$F_{T1}=26289.62\text{N}$$

$$F_{A2}=11466.91\text{N}$$

$$F_{R2}=29341.73\text{N}$$

$$F_{T2}=61869.90\text{N}$$

Donde los subíndices 1 y 2, corresponden a las fuerzas actuantes en el engrane acoplado y en el piñón del eje respectivamente.

El torque en el eje queda:

$$T= F_T \cdot r$$

$$T= F_{T1} \cdot r_1= F_{T2} \cdot r_2$$

$$T=26289.62 \cdot 0.191=61869.90 \cdot 0.081$$

$$T=5021.32\text{Nm}$$

De igual manera como se realizó en el eje piñón de entrada, se calcula las reacciones en los apoyos con la primera ley de Newton para estática.

$$\sum M_{AX} = 0$$

$$T = 5021.32 Nm$$

$$\sum M_{AY} = 0$$

$$0.173 * F_{1T} - 0.444 * F_{2T} + 0.717 * R_{BZ} = 0$$

$$0.173 * 26289.62 - 0.444 * 61869.9 + 0.717 * R_{BZ} = 0$$

$$R_{BZ} = 31969 N$$

$$\sum M_{AZ} = 0$$

$$0.173 * F_{1R} - 0.444 * F_{2R} + 0.717 * R_{BY} + 0.191 * F_{1A} + 0.0814 * F_{2A} = 0$$

$$0.173 * 12691.5 - 0.444 * 29341.73 + 0.717 * R_{BY} + 0.191 * 7044.28 + 0.0814 * 11466.91 = 0$$

$$R_{BY} = 11929.2 N$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{AX} + F_{1A} - F_{2A} = 0$$

$$R_{AX} + 7044.28 - 11466.91 = 0$$

$$R_{AX} = 4422.63 N$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{AY} + F_{1A} + R_{BY} - F_{2A} = 0$$

$$R_{AY} + 7044.28 + 11929.2 - 11466.91 = 0$$

$$R_{AY} = -7506.56 N$$

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{AZ} + R_{BZ} + F_{1T} - F_{2T} = 0$$

$$R_{AZ} + 31969.5 + 26289.62 - 61869.9 = 0$$

$$R_{AZ} = 3610.78 N$$

El valor que resulta negativo de la fuerza  $R_{AY}$ , se debe a que se encuentra en la dirección contraria a la del gráfico.

Una vez obtenidos los valores de las reacciones, se puede llegar a la verificación y determinación de los elementos integrantes, a continuación se muestra el cálculo de éstos y su representación gráfica.

Las gráficas de esfuerzo cortante y momento flector en el plano XY.

$$0 < x < 0.173$$

$$V = R_{AY}$$

$$V = -7506N$$

$$M = R_{AY} * x$$

$$M(0) = -7506 * 0$$

$$M(0) = 0$$

$$M(0.173) = -7506 * 0.173$$

$$M(0.173) = -1298.538Nm$$

$$0.173 < x < 0.444$$

$$V = R_{AY} + F_{R1}$$

$$V = -7504 + 12691.5$$

$$V = 5187N$$

$$M = R_{AY} * x + F_{R1} * (x - 0.173)$$

$$M(0.173) = -7504 * 0.173 + 12691.5 * (0.173 - 0.173)$$

$$M(0.173) = -1298.192Nm$$

$$M(0.444) = -7504 * 0.444 + 12691.5 * (0.444 - 0.173)$$

$$M(0.444) = 107.62Nm$$

$$0.444 < x < 0.717$$

$$V = R_{AY} + F_{R1} - F_{R2}$$

$$V = -7504 + 12691.5 + 29341.73$$

$$V = -11929.2N$$

$$M = R_{AY} * x + F_{R1} * (x - 0.173) - F_{R2} * (x - 0.444)$$

$$M(0.444) = -7504 * 0.444 + 12691.5 * (0.444 - 0.173) - 29341.73 * (0.444 - 0.444)$$

$$M(0.444) = 107.62Nm$$

$$M(0.717) = -7504 * 0.717 + 12691.5 * (0.717 - 0.173) - 29341.73 * (0.717 - 0.444)$$

$$M(0.717) = 0Nm$$

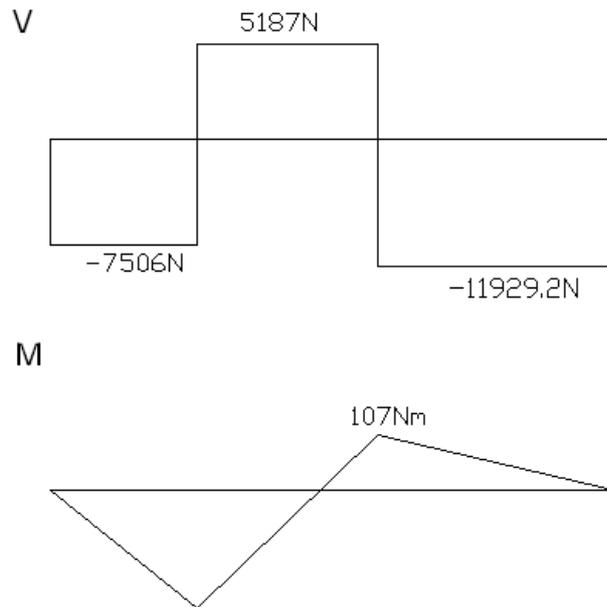


FIGURA 4.5 DIAGRAMA DE ESFUERZO CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL EJE PIÑÓN DE ACOPLE EN EL PLANO XZ

En el plano XZ, se tiene:

$$0 < x < 0.173$$

$$V = R_{AZ}$$

$$V = 3610.78N$$

$$M = R_{AY} * x$$

$$M(0) = 3610.78 * 0$$

$$M(0) = 0$$

$$M(0.173) = 3610.78 * 0.173$$

$$M(0.173) = 604.66Nm$$

$$0.173 < x < 0.444$$

$$V = R_{AY} + F_{R1}$$

$$V = 3610.78 + 26289.9$$

$$V = 29900N$$

$$M = R_{AY} * x + F_{R1} * (x - 0.173)$$

$$M(0.173) = 3610.78 * 0.173 + 26289.9 * (0.173 - 0.173)$$

$$M(0.173) = 604.66Nm$$

$$M(0.444) = 3610.78 * 0.444 + 26289.9 * (0.444 - 0.173)$$

$$M(0.444) = 8727.5Nm$$

$$0.444 < x < 0.717$$

$$V = R_{AY} + F_{R1} - F_{R2}$$

$$V = 3610.78 + 26289.9 - 61869.9$$

$$V = -31969N$$

$$M = R_{AY} * x + F_{R1} * (x - 0.173) - F_{R2} * (x - 0.444)$$

$$M(0.444) = 3610.78 * 0.444 + 26289.9 * (0.444 - 0.173) - 61869.9 * (0.444 - 0.444)$$

$$M(0.444) = 8727.5Nm$$

$$M(0.717) = 3610.78 * 0.717 + 26289.9 * (0.717 - 0.173) - 61869.9 * (0.717 - 0.444)$$

$$M(0.717) = 0Nm$$

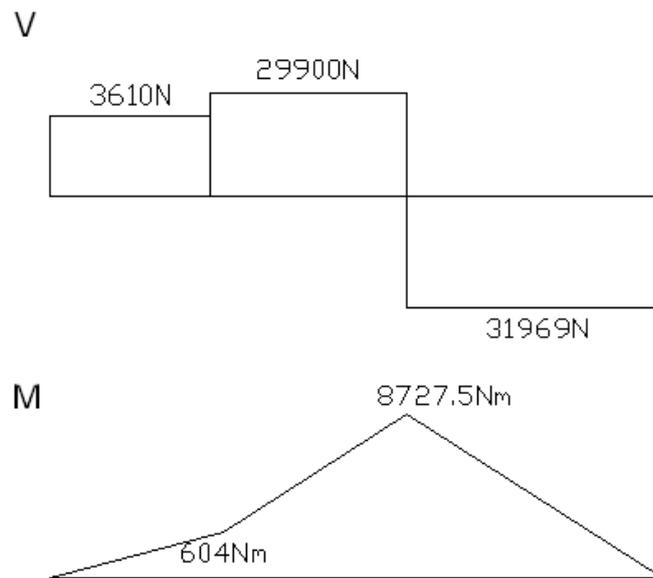


FIGURA 4.6 DIAGRAMA DE ESFUERZO CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN EL EJE PIÑÓN DE ACOPLA EN EL PLANO XZ

Como se observa en las gráficas se tienen dos puntos críticos, para los cuales se va a realizar el análisis de acuerdo con la ecuación (4-1), el momento máximo de flexión, es la suma de los momentos en los planos XY y XZ.

Para el primer punto crítico que tiene un diámetro de 0.121(m):

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32\sqrt{(1298.92)^2 + (604)^2}}{\pi * (0.121)^3}$$

$$\sigma_x = 0.08236.3MPa$$

Y los esfuerzos de corte:

$$\tau_{XY} = \frac{16T}{\pi * d^3} \quad (4-2)$$

$$\tau_{XY} = \frac{16 * (5021.32)}{\pi * (0.121)^3}$$

$$\tau_{XY} = 14.8MPa$$

El factor de seguridad:

$$\eta = \frac{S_Y * \pi * d^3}{32\sqrt{C_m (M_F)^2 + C_t (M_T)^2}}$$

$$\eta = \frac{1100 * 10^6 \pi * (0.127)^3}{32\sqrt{1.5(1298.92^2 + 604^2) + 5021.5^2}}$$

$$\eta = 35.9$$

Para el primer punto crítico que tiene un diámetro de 0.163(m).

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32\sqrt{(107)^2 + (8727.5)^2}}{\pi * (0.163)^3}$$

$$\sigma_x = 20.52MPa$$

Los esfuerzos de corte en el eje se definen y calculan:

$$\tau_{XY} = \frac{16T}{\pi * d^3} \quad (4-2)$$

$$\tau_{XY} = \frac{16 * (5021.32)}{\pi * (0.163)^3}$$

$$\tau_{XY} = 5.9MPa$$

El factor de seguridad:

$$\eta = \frac{S_Y * \pi * d^3}{32\sqrt{C_m (M_F)^2 + C_t (M_T)^2}}$$

$$\eta = \frac{1100 * 10^6 \pi * (0.136)^3}{32\sqrt{1.5(107^2 + 8727.5^2) + 5021.5^2}}$$

$$\eta = 23$$

El valor obtenido indica que el eje soportará las nuevas cargas actuantes.

## 4.1.3 COMPROBACIÓN O SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS.

### 4.1.3.1 Vida del rodamiento

Se usará el método de cálculo de vida del rodamiento de acuerdo a procedimientos SKF. Este método de cálculo constituye una extensión de la teoría de fatiga desarrollada por Lundberg y Palmgren que es la mejor forma de predecir la vida del rodamiento.

$$L_{naa} = a_1 a_{SKF} L_{10} \quad (4-3)$$

$$L_{naa} = a_1 a_{SKF} \left( \frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad (4-4)$$

Si la velocidad es constante es preferible el cálculo de la vida expresada en horas usando:

$$L_{naah} = a_1 a_{SKF} \frac{1000000}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad (4-5)$$

$$P = Fr + Y_1 * Fa \quad Fa / Fr \leq e$$

$$P = 0.67 * Fr + Y_2 * Fa \quad Fa / Fr > e \quad (4-6)$$

Donde:

$L_{naa}$  = tasa de vida del rodamiento ajustada de acuerdo al método SKF

$L_{naah}$  = horas de operación

$L_{10}$  = vida básica (millones de revoluciones)

$a_1$  = factor ajuste de vida

$a_{SKF}$  = factor de ajuste de vida SKF

$C$  = tasa de carga dinámica (kN)

$P$  = carga dinámica equivalente (kN)

$N$  = revoluciones por minuto.

$Fa$  = carga axial (kN)

$Fr$  = carga radial (kN)

$e$  = factor de cálculo

$k$  = factor de contaminación

$P_u$  = resistencia última del rodamiento

$Y_0, Y_1, Y_2$  = factor de carga axial.

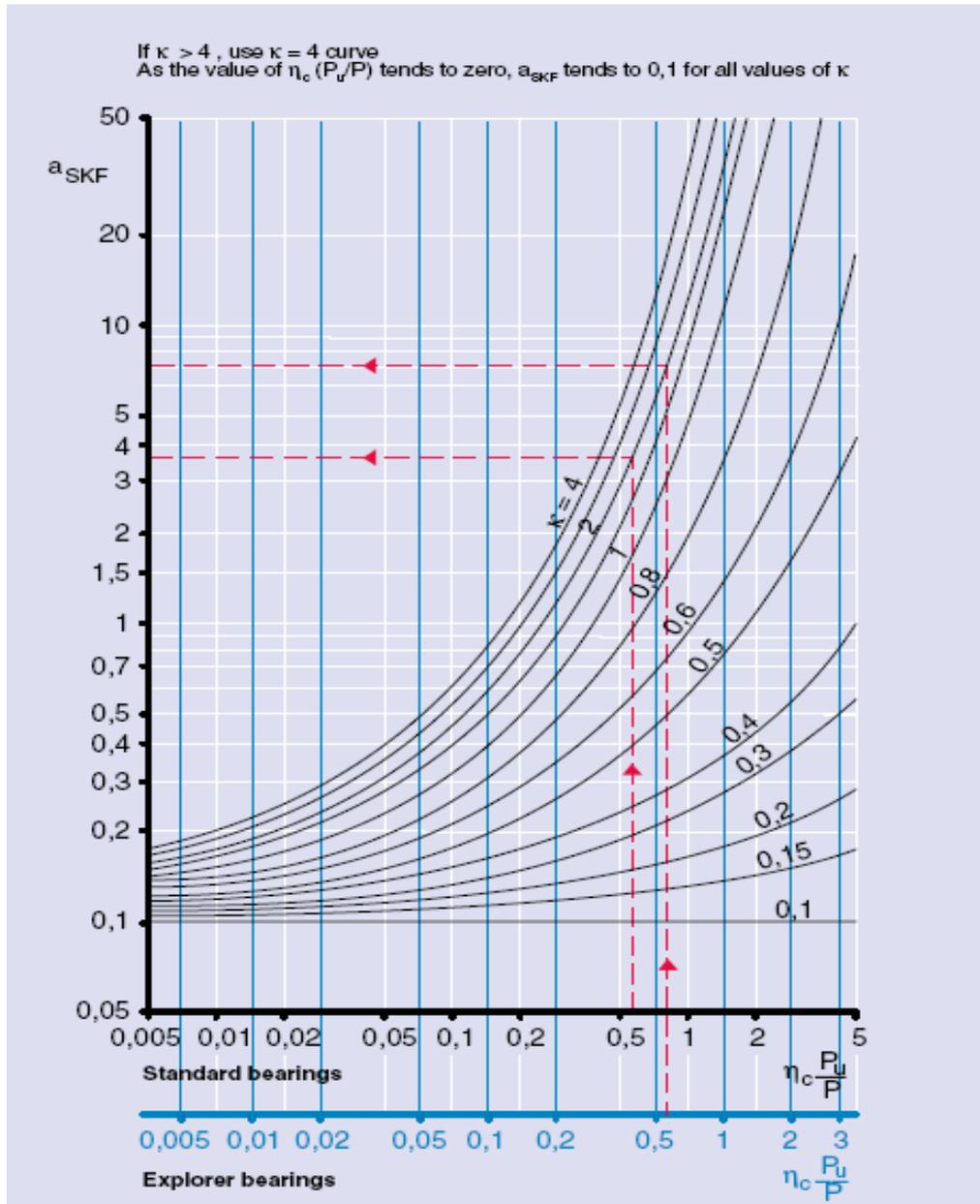


FIGURA 4.7 DETERMINAR FACTOR  $a_{SKF}$  EN FUNCIÓN DE  $\kappa$ ,  $\eta(P_u/P)$ .

#### 4.1.3.2 Ejemplo de cálculo para el rodamiento 23218C

Este rodamiento es el que soporta la mayor carga.

Se tiene:

$$Fr = \sqrt{(R_A^Z)^2 + (R_A^Y)^2}$$

$$Fr = \sqrt{(8377.99)^2 + (16430.08)^2}$$

$$Fr = 18442 \text{ N}$$

Carga axial= 7044.28N = Fa

Datos del rodamiento:

Yo =2.2

Y1 =2.2

Y2 =3.3

C =311 (kN)

Pu =48 (kN)

e =0.31

Se tiene que:

$$P = 0.67 * Fr + Y_2 * Fa \quad Fa / Fr > e$$

$$P = 0.67 * 18.442 + 3.3 * 7.04428$$

$$P = 35.6 \text{ (kN)}$$

$$\text{Para } \eta(Pu / P) = 0.4 * 48 / 35.6 = 0.54$$

Para K= 4

$$a_{SKF} = 5.5$$

$$L_{naa} = a_1 a_{SKF} \left( \frac{C}{P} \right)^{10/3}$$

$$L_{10naa} = 5.5 \left( \frac{311}{35.6} \right)^{10/3}$$

$$L_{10naa} = 7552.034 \text{ millones de revoluciones}$$

$$7552034982.03 \text{ rev} / 1200 \text{ rpm} = 6293362.48 \text{ minutos de uso} = 12 \text{ años vida útil.}$$

#### 4.1.3.3 Cálculo del factor de seguridad del rodamiento.

Para proveer un óptimo desempeño de los rodamientos, éstos deben estar sujetos a una mínima carga especialmente si operan a altas velocidades o sujetos a altas aceleraciones o rápidos cambios de dirección en la dirección de la carga.

El requisito mínimo de carga a ser aplicada está estimado por:

$$F_{rm} = 0.02C - Y_o * Fa$$

$$C = 311 \text{ kN}$$

$$Y_o = 3.3$$

$$Fa = 7044.28$$

Donde:

$F_{rm}$  = carga radial mínima

$C$  = carga dinámica (kN)

$F_a$  = carga axial (kN)

$Y_o$  = factor de carga axial.

$P_o$  = carga estática equivalente (kN)

$C_o$  = carga estática (kN)

$$F_{rm} = 0.02(311) - 2.2 * (7.044) = -9.2774$$

El factor de seguridad estático

$$C_o = S_o * P_o$$

$$P_o = F_r + Y_o * F_a$$

$$P_o = 18.442 + 2.2 * (7.044)$$

$$P_o = 33.93 \text{ kN}$$

$$C_o = 440 \text{ kN}$$

Donde el factor de seguridad por carga estática equivalente es:

$$S_o = 13$$

Con esto el rodamiento cumple con las exigencias del nuevo tren de engranajes.

#### 4.1.4 COMPROBACIÓN DE LA CHAVETA

Las chavetas sirven para anular el movimiento relativo rotativo entre el eje y el elemento acoplado y se diseñan a corte, aplicadas debido al torque transmitido.

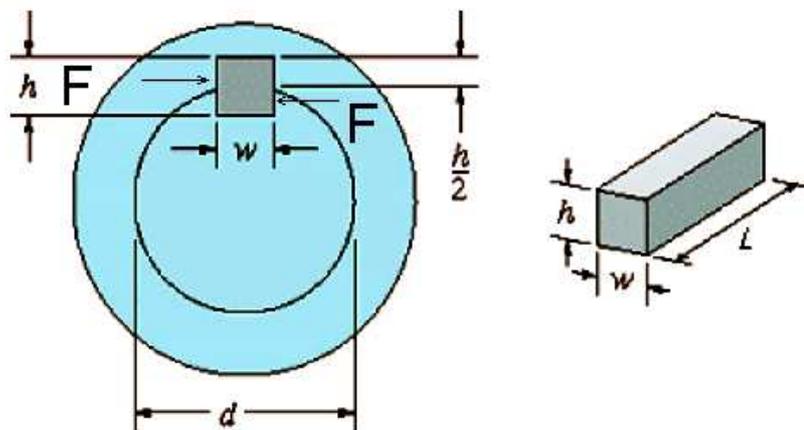


Figura 4.8 Dimensiones de la chaveta

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{400 * 60}{1200 * \pi * 2}$$

$$T = 2373.63 Nm$$

Donde  $\omega$  es la velocidad angular,  $T$  el torque,  $P$  la potencia del motor en (HP) y  $r$  el radio del eje.

Luego se calcula la fuerza

$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{2373.63}{0.094}$$

$$F = 25251.45 N$$

Y de aquí que el esfuerzo cortante en la chaveta es:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

$$\tau = \frac{25251.45}{0.019 * 0.146 * 10^6}$$

$$\tau = 9.05 MPa$$

El factor de seguridad se obtiene:

$$\eta = \frac{\tau_s}{\tau}$$

$$\eta = \frac{0.5 * 248.2}{9.05}$$

$$\eta = 13.7$$

Donde:

$\tau$ , esfuerzo de corte y  $\tau_s$  es el esfuerzo de corte admisible en la chaveta (MPa).

#### 4.1.5 SELECCIÓN DEL LUBRICANTE

En los mecanismos de engranajes se utilizan lubricantes minerales o sintéticos.

De acuerdo a recomendaciones del fabricante y tipo de uso del lubricante, se tienen a disposición diferentes tipos, los cuales cumplen ciertas características y propiedades que se indican en el anexo (4), y son:

TABLA 4.1 TIPOS DE LUBRICANTES

	Mineral	Sintético/Poli glicol	
DIN 51502	CLP PG VG 220	CLP PG 150 VG 220	CPL PG 150VG 460
Tipo	F D Z B J	E D Z B K F C	
Temperatura	10 a 40 (°C)	-20 a 50 (°C)	0 a 60 (°C)
ADDINOL	CLP 220 S	-	-
ARAL	Degol BG 220	Degol GS 220	Degol GS 460
Bp	Energol GR-XP 220	Enersiym SG-XP 220	Enersiym SG-XP 460
CASTROL	Alpha SP 220	Optiflex A 220	Optiflex A 460
	Alpha MAX 220	Tibol 800/220	Tibol 800/460
	Optigear BM 220		
	Tribol 1100/220		
ESSO	Spartan EP 220		
Fuchs	Renolin CLP 220 Plus	Renolin PG 220	Renolin PG 460
KLUBER	Kluberoil GEM I-220N	Syntheso D 220 EP	Syntheso D 460 EP
Mobil	Mobilgear XMP 220		
Shell	Omala 220	Tivela S 220	Tivela S 460
SPS	Ersolan 220		

El aceite lubricante que se encuentra en el mercado, de tipo industrial para la aplicación en engranajes de cargas severas y condiciones de servicio es de tipo mineral y el más adecuado para la velocidad y potencia del reductor.

Mobil Gear XMP 220.

#### 4.1.6 COMPROBACIÓN DEL ACOPLAMIENTO

Por lo general, los acoplamientos se suministran como parte de cualquier equipo nuevo. Ya que el eje de entrada es del mismo diámetro del original, en vez de tener que seleccionar un acoplamiento nuevo, sólo debe enfrentarse la necesidad de reemplazar en caso de encontrarse en mal estado. Suponiendo que el fabricante del equipo haya seleccionado el tipo y tamaño correctos del acoplamiento, se generan pocos problemas. Sin embargo, hay casos en que los acoplamientos no rinden la vida esperada, o bien se compra una pieza nueva del

equipo sin impulsor y debe seleccionarse un acoplamiento. El proceso no es sencillo porque no existe aplicación en la que sólo un tipo sería el adecuado. Lo mejor es hacer que un ingeniero en aplicaciones que trabaje con el fabricante de acoplamiento haga la selección. En la actualidad, la mayor parte de los fabricantes hacen más de un tipo y pueden recomendar en forma objetiva el que resulte mejor para una determinada aplicación.

La elección de un acoplamiento con el tamaño correcto es muy importante. Para hacerlo es necesario conocer no sólo la potencia y velocidades requeridas, sino también la severidad del servicio que debe absorber. Será necesario aplicar un factor de corrección o de servicio.

Por consiguiente los acoples que se van a comprobar y se van a utilizar son:

Acople de velocidad alta: Falk 1100T20

Acople de velocidad baja: Falk 1200T10

#### **4.1.6.1 Comprobación de torques en los acoples**

Para el acople FALK 1100T20 se tiene:

Torque máximo admisible: 50500 (lb-in)= 5705 (N-m) a 3250 rpm

Torque entregado por el motor: 2373.63 (N-m)

Con lo cual los acoples que se encuentran actualmente en el reductor cumplen satisfactoriamente y en caso de que se encuentren deteriorados se requiere su reemplazo. Estos datos se sustentan en el anexo (6).

## 4.2 COSTOS DE IMPLANTACIÓN DEL EQUIPO

Como anteriormente se señaló la importancia de los costos, aquí se detalla el costo de implantación del equipo.

Los costos se detallan en la tabla 4.2:

TABLA 4.2 COSTOS DE IMPLANTACIÓN DE SISTEMA

Tipo	Detalle	Descripción	Peso Aproximado (kg)	USD/kg	Costo USD
Material Piñón	AISI 4340	Ø 200x1600	398.4	5	1992
Material Engrane	AISI 4340	Ø 500x136	229.4	5.9	1353.46
Tratamiento Térmico Piñón	Nitruración Profunda		298.4	6.35	1894.84
Tratamiento Térmico Engrane	Nitruración Profunda		179.4	6.35	1139.19
Mecanizado Piñón	Fresado				2000
Mecanizado Engrane	Fresado				2000
Rodamientos					-
Lubricante					-
Acoples					-
Sub-Total					9543.125
Iva 12%					1145.175
<b>Total</b>					<b>10688.3</b>

### 4.2.1 EXPLICACIÓN DE COSTOS

El material del piñón y engrane, adquirido en BOHLER, es un acero AISI 4340 o el equivalente BOHLER V155 bonificado ideal para la fabricación.

Las dimensiones de Ø 500 mm x 135 mm con un peso de 229.4 kg para el engrane con un costo de 5.9 USD/kg, dando un total de 1353.46 USD. Para Ø 200 mm x 1600 mm con un peso de 398.4 kg para la fabricación del eje piñón y un costo de 5 USD/kg, dando un valor de 1992 USD, con un descuento del 25 % e IVA 12 % da un total en material de 2810.20 USD.

Tratamiento Térmico (Nitruración Profunda), se lo realiza en las instalaciones de BOHLER, éste costo depende del peso y se ha estimado que en el mecanizado

se perderán aproximadamente 100 y 50Kg en el piñón y engrane respectivamente, con un peso de 477.8 kg a un valor de 6.35 USD da un total de 3034.03 USD, el tratamiento térmico tiene una duración aproximada de 48 horas. El mecanizado con un valor de 4000 USD, se lo realiza en las instalaciones de la mecánica DON BOSCO, el trabajo tendrá una duración de 15 días laborables, con una forma de pago de 50% de anticipo y 50% contra entrega. Los engranes se entregarán en las instalaciones del Colegio. Todo esto tiene un costo de implantación del sistema de: 10688.3 USD

Para la fabricación se tiene un proceso opcional, el cual consiste en adaptar en dos partes el eje piñón por desperdicio de material ya que se debe partir de un diámetro mayor que el piñón, que es de 200 mm, en cambio con el proceso opcional se tiene que partir de un diámetro de 130 mm.

Este tipo de adaptación requiere una precisión mayor para evitar el juego entre eje y piñón y la conjugación con el engrane, éste tiene un valor de: 9896.05 USD.

Por este motivo el proceso de fabricación del eje piñón es en dos partes con exactitud dimensional garantizada por parte de los fabricantes.

El costo de acoples, lubricante y rodamientos, no se toma en cuenta debido a que éstos se encuentran dentro del gasto fijo de mantenimiento de planta.

Las cotizaciones de material y fabricación brindadas por los proveedores se muestran en el anexo (7).

Con todo esto se espera obtener los siguientes datos de montaje real:

TABLA 4.3 REPORTE DEL REDUCTOR

Reporte del Reductor				
Lafarge Cementos SA	S-012			
Modelo H3417	Hand LR-R	Número de serie H3417-44	Orden de Trabajo: 07-1787	
Datos Técnicos				
Tasa de servicio: 400 hp	Ingreso de Velocidad: 1200 rpm	Salida de velocidad: 38 rpm	Factor de servicio AGMA: 1.58	Tasa de reducción: 31.49:1
Grado y tipo de Aceite: EP 220	Especificación AAMA: 5EP	Tiempo requerido de Funcionamiento: 4 Horas	Máxima temperatura sobre la ambiental: 60 F(16 °C)	

TABLA 4.4 MEDICIONES DE ENGRANAJES Y RODAMIENTOS

Reducción	Ingreso		Primera		Segunda		Tercera		Salida	
Rotación de ingreso	CW	CCW	CW	CCW	CW	CCW	CW	CCW	CW	CCW
Contacto %		95			90		70			
Backlash en plano Normal	Diseño	0.006-0.010" (0.15-0.25mm)		0.01-0.014" (0.25-0.36mm)		0.013-0.017" (0.33-0.43mm)				
	Medido	0.015"(0.38mm)		0.027"(0.68mm)		0.021"(0.53mm)				
Eje de engranaje	Ingreso		Primera		Segunda		Tercera		Salida	
	0.020-0.030" (0.51-0.76mm)		0.001-0.003" (0.024-0.076mm)		0.020-0.030" (0.51-0.76mm)				0.020-0.030" (0.51-0.76mm)	
Rodamiento Esférico	0.070" (1.77mm)				0.070" (1.77mm)				0.055" (1.39mm)	

# CAPÍTULO V

## 5.1 RECOMENDACIONES

### 5.1.1 MONTAJE

Para un buen funcionamiento de la unidad de reducción es indispensable tener en cuenta las siguientes recomendaciones al momento de realizar el montaje y alineación:

Las unidades deben montarse sobre bases firmes para eliminar vibraciones y desalineamientos en los ejes.

Debido a que la transmisión de la unidad a la máquina es por acople directo entre ejes, es indispensable garantizar una perfecta alineación y centrado.

Las unidades de acoplamiento deben montarse cuidadosamente sobre los ejes para no dañar los rodamientos y lo más cercanas a la carcasa para evitar cargas de flexión sobre los ejes.

Antes de poner en marcha los Motor-reductores, es necesario verificar que la conexión del motor sea la adecuada para la tensión de la [red](#) eléctrica.

### 5.1.2 LUBRICACIÓN

Así mismo, se recomienda sustituir el aceite la primera vez tras 200 horas de trabajo, pudiendo incluso decidir un lavado del reductor. A partir de este momento, los cambios del lubricante deberán hacerse siempre de acuerdo con las recomendaciones del fabricante, siendo plazos habituales de cambios cada 2000 o 3000 horas de trabajo.

Asegurarse de que el accionamiento de la máquina no puedan ponerse en marcha accidentalmente.

Quitar el tapón de vaciado y dejar salir el aceite.

Poner de nuevo el tapón.

Quitar el respiradero y llenar con el tipo de aceite correcto hasta la mitad de la mirilla.

Poner el respiradero.

Tener cuidado de no mezclar aceites minerales con aceites sintéticos, se pueden producir daños irreparables.

### **5.1.3 MANTENIMIENTO**

El mantenimiento del reductor se debe realizar según el programa definido por la planta, el cual debe estar bien orientado.

## **5.2 CONCLUSIONES.**

### **5.2.1 CONCLUSIONES ESPECÍFICAS**

Con todos los análisis expuestos en este trabajo se determinó que el diseño es satisfactorio y cumple con cada uno de los requisitos y objetivos impuestos por la planta en cuanto a mantener la producción, velocidad del horno y evitar modificaciones en la caja del reductor.

Con un factor de seguridad del equipo de 1.23, que es el más bajo obtenido y que corresponde al esfuerzo por flexión en la tercera etapa, los engranajes no resultan afectados por el posible cambio.

Cabe señalar que los valores obtenidos del análisis de cambio de los elementos del reductor resultaron más eficientes que el diseño original, tomando en cuenta las mismas consideraciones de seguridad y dimensiones.

Para todo cálculo realizado se estimó que no existen pérdidas de potencia entre cada una de las etapas, las cuales son considerables, pero de esta manera se fuerza al diseño a cumplir mayores exigencias.

### **5.2.2 CONCLUSIONES GENERALES**

Un mantenimiento preventivo, así como un control definido, no sólo del reductor sino de cada uno de los diferentes elementos que conforman un determinado proceso, se puede lograr la optimización de recursos y ahorro en la producción,

ya que una mala administración de éstos puede conllevar a una parada inesperada en la producción.

Por lo cual se debe realizar un buen plan de mantenimiento, con el que se podría dar seguimiento a cada proceso con un estudio, tomando en cuenta las recomendaciones del fabricante y así implantar una determinada rutina, tiempos de parada y tiempos muertos, etc., logrando optimizar la producción en toda la planta.

Es sin duda impresionante la manera en la que han evolucionado los materiales y lo importante que es conocer sus propiedades, no tan solo físicas o mecánicas. En buena parte el comprender como ha de comportarse un material en ciertas condiciones ayuda a conjeturar algunas características como su dureza o su resistencia a esfuerzos, pudiendo sin lugar a dudas decir que los materiales forman una parte importante de la sociedad actual, hallándose materiales en sus diversas formas y modificaciones que el hombre como ingeniero ha hecho con el único propósito de sacar mayor ventaja y poder adaptar su medio a las circunstancias requeridas en su momento. La sociedad cambia y con ella sus necesidades de toda índole, la industria evoluciona constantemente al igual que la ciencia, gracias a estos cambios se ha logrado salir adelante sin ser víctimas de la estática. El mundo exige cambios tan necesarios y grandes como se deseen, incluso cambios sociales, de actitud y quizás hasta cambios de estructuras económicas y gubernamentales. La industria ha mejorado y progresado a pasos acelerados durante las últimas décadas. El uso de los aceros y toda clase de metales se ha hecho muy común en las sociedades, la industrialización a exigido el uso de más y mejores materiales para su desarrollo, hoy se tiene cubierta la mayoría de esas necesidades.

## BIBLIOGRAFÍA

1. HALL, Allen; Teoría y problemas de diseño de máquinas; México; Mac Graw-Hill; 1971
2. CREAMER, Robert; Machine design; Reading Mass; Addison-Wesley; 1968
3. NORTON, Robert; Diseño de máquinas; México; Prentice Hall; 1999
4. BAHAMONDE, Roberto; Planteamiento de una serie de reductores de velocidad de engranajes rectos y diseño específico; Quito; EPN; 1970
5. GEAR HANDBOOK; Canada; Sterling Instrument; 1994
6. DARLEY Dudley; Gear Handbook, the design, manufacture and application of gear; New York; Mac Graw-Hill; 1962
7. ASME HANDBOOK; Engineering tables; New York; Mac Graw-Hill; 1956
8. BENLLOCH, María; Lubricantes y lubricación específica; Barcelona; CEAC; 1984
9. BUCKINGHAM, E. (1962); [Manual](#) of Gear Design; Editorial Industrial Press; New York.
10. SHIGLEY, Joseph; Elementos de Máquinas; Mac Graw-Hill; 1985
11. Standard for rating pitting Resistance and bending Strength of spur and Helical Involute Gear Teeth, AGMA 218.01
12. [www.escolar.com/categories.php?op=newindex&catid=1](http://www.escolar.com/categories.php?op=newindex&catid=1)
13. [www.csa.com.ec/index.htm](http://www.csa.com.ec/index.htm)
14. [www.holcim.es/ESP/ES/page/home.html](http://www.holcim.es/ESP/ES/page/home.html)
15. [www.apuntes.rincondelvago.com/cemento\\_proceso-de-fabricacion.html](http://www.apuntes.rincondelvago.com/cemento_proceso-de-fabricacion.html)
16. [www.lubricar.net/index.htm](http://www.lubricar.net/index.htm)
17. [www.solomantenimiento.com](http://www.solomantenimiento.com)
18. [www.monografias.com/trabajos13/reducty/reducty.shtml](http://www.monografias.com/trabajos13/reducty/reducty.shtml)
19. [www.chevron.com/products/lubricants/latinamericanlubes/sp\\_dist\\_losproduct.htm](http://www.chevron.com/products/lubricants/latinamericanlubes/sp_dist_losproduct.htm)
20. [www.monografias.com/trabajos26/lubricacion-centralizada/lubricacion-centralizada.shtml](http://www.monografias.com/trabajos26/lubricacion-centralizada/lubricacion-centralizada.shtml)
21. [www.apartado.gov.co/contratos/012%20TERMINOS%20CONSTRUCC%20REDUCT.doc](http://www.apartado.gov.co/contratos/012%20TERMINOS%20CONSTRUCC%20REDUCT.doc)
22. [www.todoar.com.ar/](http://www.todoar.com.ar/)

23. [www.ralpe.net/sp/productos/inicio.html](http://www.ralpe.net/sp/productos/inicio.html)

24. [www.sc.ehu.es/epweb/Investi/ponenc.htm](http://www.sc.ehu.es/epweb/Investi/ponenc.htm)

## **ANEXOS**

# ANEXO 1: TIPOS DE CEMENTO Y SUS USOS

## I. Información General

Los cementos son conglomerantes hidráulicos, esto es, productos que mezclados con agua forman pastas que fraguan y endurecen, dando lugar a productos hidratados mecánicamente resistentes y estables, tanto en el aire, como bajo agua.

La clasificación de un cemento puede realizarse en función de:

- La naturaleza de sus componentes
- Su categoría resistente
- O, en su caso, por sus características especiales

## Clasificación de los cementos

Atendiendo a la naturaleza de sus componentes, los cementos pueden clasificarse en varios tipos diferentes, según las Normas RTCR383:2004 en:

**1. Cemento portland:** (también denominado como cemento tipo 1-RTCR, y que cumple con las especificaciones físicas de la norma ASTM C150 para el cemento tipo 1) cemento hidráulico producido al pulverizar clínker y una o más formas de sulfato de calcio como adición de molienda.

### **2. Cemento hidráulico modificado con puzolana; cemento tipo**

**MP-RTCR:** cemento hidráulico que consiste en una mezcla homogénea de clínker, yeso y puzolana (y otros componentes minoritarios), producido por molienda conjunta o separada cuya proporción de componentes está indicada en la Tabla A.1.

**3. Cemento hidráulico modificado con escoria; cemento MS-RTCR:** cemento hidráulico que consiste en una mezcla homogénea de clínker, yeso y escoria granulada de alto horno (y otros componentes minoritarios), producido por molienda conjunta o separada cuya proporción de componentes está indicada en la Tabla A.1.

### **4. Cemento hidráulico de uso general; cemento tipo UG-RTCR:**

Cemento hidráulico que consiste en una mezcla homogénea de clínker, yeso y otros componentes minerales producido por molienda conjunta o separada, cuya proporción de componentes está indicada en la Tabla A.1.

### **5. Modificaciones:**

Los cementos indicados en esta norma, pueden incluir las siguientes modificaciones, opcionales, las cuales deberán ser indicadas en su empaque respectivo:

5.1 A: cemento hidráulico con resistencia al congelamiento (mediante dispersión de burbujas de aire en el concreto producido).

5.2 AR: cemento hidráulico de alta resistencia inicial.

5.3 AS: cemento hidráulico de alta resistencia a los sulfatos.

5.4 BL: cemento blanco. Aquel cemento que cumpla con un índice de blancura superior a 85 en el parámetro \*L, de acuerdo a la norma UNE 80305:2001 (establecida por las coordenadas CIELAB).

5.5 BH: cemento hidráulico de bajo calor de hidratación (en caso de requerirse una mayor cantidad de puzolana debe estar adecuadamente indicada, así como debe existir una especificación aprobada por el cliente).

5.6 BR: cemento hidráulico de baja reactividad a los agregados reactivos a los álcalis (deben cumplir con los parámetros para baja reactividad a los agregados reactivos a los álcalis).

5.7 MH: cemento hidráulico de moderado calor de hidratación.

5.8 MS: cemento hidráulico de resistencia moderada a los sulfatos.

## **6. Cemento de albañilería:**

Cemento para mortero: cemento hidráulico, usado principalmente en albañilería o en preparación de mortero el cual consiste en una mezcla de cemento hidráulico o tipo Pórtland y un material que le otorga plasticidad (como caliza, cal hidráulica o hidratada) junto a otros materiales introducidos para aumentar una o más propiedades, tales como el tiempo de fraguado, trabajabilidad, retención de agua y durabilidad. Este cemento debe cumplir con la norma ASTM C-91 (cemento de albañilería) y ASTM C-1329 (cemento para mortero) en su última versión.

TABLA A1.1 REQUERIMIENTOS FISICOS DEL CEMENTO

Tipo de Cemento	Prueba ASTM Aplicable	MP-RTCR	UG-RTCR	MS-RTCR	TIPO I-RTCR	TIPO I-RTCR/AR	MP-RTCR/AR
Superficie Especifica m2/kg	C204	(1)	(1)	(1)	280	-----	(1)
Finura pasante en malla 0,045	C430	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Cambio de longitud	C151	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Tiempo de Frgado Prueba Vicat	C191						
Inicial no menor del min		45	45	45	45	45	45
Inicial no más del min		420	420	420	375	375	420
Contenido aire en mortero %	C185	12	12	12	12	12	12
Resistencia a la compresión Mpa							
1 día	C109	-----	-----	-----	-----	12	10
3 días		13	10	10	12	24	17
7 días		20	17	17	19	-----	-----
28 días		25	28	28	28		
Calor de Hidratación	C186						
7 días		290	250	250			
28 días		330	290	290			
Expansión del mortero	C227						
14 días %		0,02	0,02	0,02			0,02
56 días %		0,06	0,06	0,06			
Resistencia a los sulfatos	C1012						
Expansión 180 días			0,1	0,1			
Componentes principales de los cementos % en masa							
Clinker + yeso		50	40	30	95	95	80
Caliza			15				
Minerales puzolánicos		45	15				15
Escoria granulada de alto horno			10	65			
Humo de sílice			10				
Otros		5	5	5	5	5	5

TABLA A1.2 PRINCIPALES APLICACIONES DEL CEMENTO

Tipo de cemento	Aplicaciones en concretos y morteros
I	Concretos de usos generales
I-AR	Concretos de alta resistencia inicial
MP-AR	Concretos de alta resistencia inicial con moderada resistencia a los sulfatos y moderado calor de hidratación
MP	Concretos y morteros de uso general que no demanden alta resistencia inicial y con resistencia de sulfatos, agua de mar y de bajo calor de hidratación
GU,MS	Concretos y morteros de uso general que no demanden alta resistencia inicial, concretos de uso masivo, con requerimientos de alta resistencia a los sulfatos, agua de mar y de bajo calor de hidratación
Albañilería	No se recomienda para fabricación de concretos de uso estructural. Se recomienda sólo para fabricación de morteros

## ANEXO 2: VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS ENGRANES SEGÚN EL TIPO DE DIENTE

TABLA A2.1 VENTAJAS DESVENTAJAS DE ENGRANAJES

Dientes	Ventajas	Desventajas
Rectos	<p>Fácil orientación.</p> <p>Buen acabado superficial.</p> <p>Costo de fabricación barata.</p> <p>No se tiene cargas axiales presentes en los apoyos.</p>	<p>Son ruidosos.</p> <p>La toma de contacto entre dientes no es gradual.</p>
Helicoidales	<p>Presentan un <a href="#">comportamiento</a> más silencioso que el de los dientes rectos en ejes paralelos.</p> <p>Poseen una mayor relación de contacto debido al efecto de traslape de los dientes.</p> <p>Pueden transmitir mayores cargas a mayores velocidades debido al embonado gradual que poseen.</p>	<p>La principal desventaja de utilizar este tipo de engranaje, es la fuerza axial que éste produce, para contrarrestar esta reacción se tiene que colocar una chumacera que soporte axialmente y transversalmente al árbol.</p> <p>El costo de fabricación es alto.</p>
Helicoidales dobles	<p>Pueden transmitir mayores cargas a mayores velocidades debido al engranado gradual que poseen.</p> <p>Eliminan la carga axial.</p> <p>Sufre únicamente la mitad del error de deslizamiento que el de una sola hélice o del engranaje recto</p>	<p>Costo de fabricación muy alto.</p>

## **ANEXO 3: TABLAS DE CÁLCULO DE ENGRANAJES**

Tablas donde se muestran las fuerzas actuantes en los engranes y sus respectivos factores de seguridad.

Tabla A.4: Comparación entre el reductor actual y el rediseñado.

Tabla A.5: Comparación variación del modulo.

Tabla A.6: Comparación variación del ángulo de hélice.

Tabla A.7: Comparación variación del ángulo de presión.

TABLA A3.1: COMPARACIÓN ENTRE EL REDUCTOR ACTUAL Y EL REDISEÑADO.

Comparación entre tren de engranajes actual y cambio de la primera etapa	Ángulo presión normal	Ángulo de presión transversal	Ángulo de hélice	Relación de transmisión	Dientes piñón	Dientes engrane	Fuerza transversal	Fuerza total	Factor de seguridad de fatiga a flexión	Carga transmitida permisible	Factor de seguridad superficial
	$\phi_n$ °	$\phi_t$ °	$\psi$ °		Z Piñón	Z Engrane	Wt N	W N	n	Wtp N	ngs ns
PIÑÓN ENGRANE PRIMERA ETAPA	25.00	25.37	10.50	0.33	36.03	110.05	23419.18	26280.27	1.72	72139.93	2.75
PIÑÓN ENGRANE SEGUNDA ETAPA	25.00	25.37	10.50	0.24	28.02	118.08	61852.45	69408.88	1.38	143187.01	2.06
PIÑÓN ENGRANE TERCERA ETAPA	25.00	25.37	10.50	0.27	31.01	115.04	157697.09	176962.74	1.23	353116.07	2.00
CAMBIO #											
REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	25.00	25.77	15.00	0.49	48.68	99.17	26289.62	30030.66	1.99	91687.83	3.05
EFEECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	25.00	25.37	10.50	0.24	28.00	118.02	61869.90	69428.46	1.80	143013.46	2.06
EFEECTO EN LA TERCERA ETAPA	25.00	25.37	10.50	0.27	31.01	115.04	157741.58	177012.66	1.60	353065.81	1.99

TABLA A3.2: COMPARACIÓN VARIACIÓN DEL MODULO.

Variación del Módulo	Módulo	Dientes piñón		Dientes engrane		Fuerza transversal		Fuerza radial		Fuerza axial		Fuerza total		Factor de seguridad de fatiga a flexión		Carga transmitida permisible		Factor de seguridad superficial	
		m	Z Piñón	Z Engrane	Wt	Wr	Wa	W	ng	n	Wtp	ngs	ns						
Módulo real 4																			
	mm/dt																		
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACION DE TRANSMISIÓN	4.000	47.83	97.43	26289.62	12467.82	4872.49	29501.39	2.03	1.56	78635.30	2.67	2.05							
EFFECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	5.913	28.00	118.02	61869.90	29341.73	11466.91	69428.46	1.80	1.39	143013.46	2.06	1.58							
EFFECTO EN LA TERCERA ETAPA	8.826	31.01	115.04	157741.58	74808.77	29235.67	177012.66	1.60	1.23	353065.81	1.99	1.53							
Módulo 6																			
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACION DE TRANSMISIÓN	6.000	31.88	64.95	26289.62	12467.82	4872.49	29501.39	2.92	2.25	3215.97	0.11	0.08							
EFFECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	5.913	28.00	118.02	61869.90	29341.73	11466.91	69428.46	1.80	1.39	143013.46	2.06	1.58							
EFFECTO EN LA TERCERA ETAPA	8.826	31.01	115.04	157741.58	74808.77	29235.67	177012.66	1.60	1.23	353065.81	1.99	1.53							
Módulo 5																			
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACION DE TRANSMISIÓN	5.000	38.26	77.94	26289.62	12467.82	4872.49	29501.39	2.48	1.91	31875.71	1.08	0.83							
EFFECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	5.913	28.00	118.02	61869.90	29341.73	11466.91	69428.46	1.80	1.39	143013.46	2.06	1.58							
EFFECTO EN LA TERCERA ETAPA	8.826	31.01	115.04	157741.58	74808.77	29235.67	177012.66	1.60	1.23	353065.81	1.99	1.53							
Módulo 3.5																			
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACION DE TRANSMISIÓN	3.500	54.66	111.34	26289.62	12467.82	4872.49	29501.39	1.80	1.38	114151.54	3.87	2.98							
EFFECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	5.913	28.00	118.02	61869.90	29341.73	11466.91	69428.46	1.80	1.39	143013.46	2.06	1.58							
EFFECTO EN LA TERCERA ETAPA	8.826	31.01	115.04	157741.58	74808.77	29235.67	177012.66	1.60	1.23	353065.81	1.99	1.53							
Módulo 3																			
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACION DE TRANSMISIÓN	3.000	63.77	129.90	26289.62	12467.82	4872.49	29501.39	1.56	1.20	163634.54	5.55	4.27							
EFFECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	5.913	28.00	118.02	61869.90	29341.73	11466.91	69428.46	1.80	1.39	143013.46	2.06	1.58							
EFFECTO EN LA TERCERA ETAPA	8.826	31.01	115.04	157741.58	74808.77	29235.67	177012.66	1.60	1.23	353065.81	1.99	1.53							

TABLA A3.3: COMPARACIÓN VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE HÉLICE.

Variación del ángulo de hélice	Ángulo de hélice		Dientes piñón		Dientes engrane		Factor de distribución de carga		Longitud de la línea de acción en el plano transversal		Factor de seguridad de fatiga a flexión		Factor de seguridad superficial	
	$\psi$	$\phi$	Z Piñón	Z Engrane	mN	Z	ng	n	ngs	ns				
PIÑÓN ENGRANE PRIMERA ETAPA	10.50		36.03	110.05	0.45	25.82	2.23	1.72	2.75	2.11				
PIÑÓN ENGRANE SEGUNDA ETAPA	10.50		28.02	118.08	0.41	41.34	1.80	1.38	2.06	1.59				
PIÑÓN ENGRANE TERCERA ETAPA	10.50		31.01	115.04	0.43	59.89	1.60	1.23	2.00	1.53				
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	15.00		48.68	99.17	0.43	26.20	1.99	1.53	3.05	2.35				
EFFECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	10.50		28.00	118.02	0.41	41.31	1.80	1.39	2.06	1.58				
EFFECTO EN LA TERCERA ETAPA	10.50		31.01	115.04	0.43	59.89	1.60	1.23	1.99	1.53				
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	20.00		50.04	101.94	0.35	30.33	1.94	1.49	3.69	2.84				
EFFECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	10.50		28.00	118.02	0.41	41.31	1.80	1.39	2.06	1.58				
EFFECTO EN LA TERCERA ETAPA	10.50		31.01	115.04	0.43	59.89	1.60	1.23	1.99	1.53				
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	30.00		54.30	110.61	0.21	42.63	1.80	1.38	5.91	4.54				
EFFECTO EN LA SEGUNDA ETAPA	10.50		28.00	118.02	0.41	41.31	1.80	1.39	2.06	1.58				
EFFECTO EN LA TERCERA ETAPA	10.50		31.01	115.04	0.43	59.89	1.60	1.23	1.99	1.53				

TABLA A3.4: COMPARACIÓN VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE PRESIÓN.

Variación del ángulo de presión	Ángulo presión normal	Ángulo de presión transversal	Radio primitivo del piñón	Paso diametral normal	Paso diametral transversal	Longitud de la línea de acción en el plano transversal	Factor de seguridad de fatiga a flexión	Carga transmitida permisible	Factor de seguridad superficial
	$\varphi_n$ °	$\varphi_t$ °	mm	$P_n$ dts/mm	$P_t$ dts/mm	Z mm	n	Wtp N	ngs ns
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACION DE TRANSMISIÓN	25.00	25.37	94.05	0.26	0.25	23.55	1.56	78635.30	2.05
	25.00	25.37	81.41	0.17	0.17	41.31	1.39	143013.46	1.58
	25.00	25.37	134.56	0.12	0.12	59.89	1.23	353065.81	1.53
CAMBIO # REVOLUCIONES 1200 Y CAMBIO RELACION DE TRANSMISIÓN	20.00	20.31	94.05	0.26	0.25	0.31	1.56	841.58	0.02
	25.00	25.37	81.41	0.17	0.17	41.31	1.39	143013.46	1.58
	25.00	25.37	134.56	0.12	0.12	59.89	1.23	353065.81	1.53

## **ANEXO 4: BENEFICIOS, CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES DEL LUBRICANTE.**

### **TEXACO RANDO HD 22, 32, 46, 68, 100, 150, 220**

Texaco Rando HD proporciona valor a través de:

- **Vida útil del equipo más larga** — El paquete antidesgaste especial reduce el desgaste mediante la protección de superficies cuando la carga provoca la falla de la película de lubricante.
- **Reducción en el tiempo de reparación** — Su efectivo inhibidor de herrumbre y oxidación evita la producción de partículas abrasivas en la formación de herrumbre, así como depósitos, barnices y lodos derivados de las fallas en el aceite, las cuales pueden dañar las superficies y juntas del equipo y bloquear los filtros de forma prematura.
- **Operación libre de problemas** — Sus características de buena estabilidad hidrolítica y de separación del agua proporcionan excelente filtrabilidad en la presencia de contaminación por agua. Sus buenas propiedades anti-espuma y de liberación de aire aseguran una operación suave y eficiencia del sistema.
- **Vida extendida de servicio del aceite** — Su alta estabilidad a la oxidación resiste el engrosamiento del aceite y la formación de depósitos en servicio, eliminando la necesidad del cambio no programado del fluido hidráulico.

### **CARACTERÍSTICAS**

Texaco Rando HD **ISO 32, 46 y 68** están diseñados para dar una máxima protección de las bombas hidráulicas en sistemas móviles y estacionarios. Texaco Rando HD **ISO 100, 150, y 200** están diseñados para todo tipo de aplicaciones de lubricantes en donde se requiere un lubricante premium anti desgaste en su grado de viscosidad ISO, como un Lubricante para Engranajes AGMA o lubricación de maquinaria en general. Texaco Rando HD oils proporcionan excelente:

- Protección anti-desgaste
- Inhibición de oxidación y corrosión
- Supresión de espuma y aireación

Bajo cargas y temperaturas moderadas, el alto índice de viscosidad de Texaco Rando HD oils asegura buena fuerza de película entre las superficies de metal, la cual es resaltada por la protección del aditivo anti-desgaste.

## APLICACIONES

Texaco Rando HD **ISO 32, 46, o 68** son recomendados para:

- Bombas vane-, de pistón-, o de engranes, especialmente cuando las presiones exceden las 1000 psi
- Compresores recíprocos ligeramente cargados
- Motores y chumaceras

Texaco Rando HD **ISO 100, 150, o 220** son recomendados para:

- Engranajes de reducción de equipos hidráulicos
- Compresores de aire recíprocos
- Chumaceras sencillas y antifricción
- Sistemas de aceite circulante

Texaco Rando HD oils satisfacen los requerimientos de:

- **Vickers** I-286-S, M-2950-S, 35VQ-25 (ISO 32, 46, 68)
- **Cincinnati Machine** P-68 (ISO 32), P-70 (ISO 46), P-69 (ISO 68)
- **Denison** HF-0/T6C, HF-2 (ISO 32, 46, 68)
- ANSI/AGMA 9005-D94, *Industrial Gear Lubrication*, para lubricación de engranajes como aceites para engranajes con inhibición de herrumbre y oxidación (ISO 46, 68, 100, 150, 220)
- **Departamento de Agricultura de los EE. UU (USDA)** para el uso en la carne y aves caseras federalmente inspeccionadas planta como lubricantes H2 con ningún contacto de alimento.

No se utilice en sistemas de alta presión en la cercanía del fuego, chispas o superficies calientes. Use solamente en áreas bien ventiladas. Mantenga el contenedor cerrado.

TABLA A4.1: PROPIEDADES DE LUBRICANTES SERIE TEXACO RANDO.

	<b>22</b>	<b>32</b>	<b>46</b>	<b>68</b>	<b>100</b>	<b>150</b>	<b>220</b>
<i>Número CPS</i>	221655	221657	221658	221659	222778	221660	221661
<i>Número MSDS</i>	8643	8643	8643	8643	12195	12195	12195
Grado AGMA	—	—	1	2	3	4	5
Gravedad API	33.7	32.6	31.8	31.6	30.1	29.7	28.5
Viscosidad, Cinemática cSt a 40°C cSt a 100°C	23.1 4.4	30.4 5.2	43.7 6.5	64.6 8.4	95.0 11.0	143 14.2	209 18.2
Viscosidad, Saybolt SUS a 100°F SUS a 210°F	120 41	157 44	225 48	334 54	495 64	751 76	1105 93
Índice de Viscosidad	98	99	97	98	100	97	96
Punto de Inflamación, °C(°F)	177(351)	220(428)	226(439)	235(455)	250(482)	260(500)	271(520)
Punto de Escurrimiento, °C(°F)	-36(-33)	-33(-27)	-30(-22)	-30(-22)	-15(+5)	-12(+10)	-12(+10)
Estabilidad a la Oxidación Horas para 2.0 mg KOH/g número ácido ASTM D 943	>6000	>6000	>6000	>6000	>2000	>1500	>1000

## ANEXO 5: TABLAS DE CONSTANTES UTILIZADAS EN LOS CÁLCULOS.

### RESISTENCIA A LA FATIGA

Los límites de fatiga se obtienen con los métodos de cálculo vistos en "Fatiga". En el caso de los engranajes se utiliza para el cálculo del límite a fatiga.

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_g \cdot S_e'$$

$S_e'$  = límite de fatiga del material.

$k_a$  = factor de superficie.

$k_b$  = factor de tamaño.

$k_c$  = factor de confiabilidad.

$k_d$  = factor de temperatura.

$k_e$  = factor de modificación por concentración de esfuerzo.

$k_g$  = factor de efectos diversos.

#### Factor de superficie, $k_a$

De entre las distintas posibilidades vistas en "fatiga" se usa la curva de "acabado a máquina" aun cuando el flanco pueda estar esmerilado o cepillado, porque el fondo no lo suele estar.

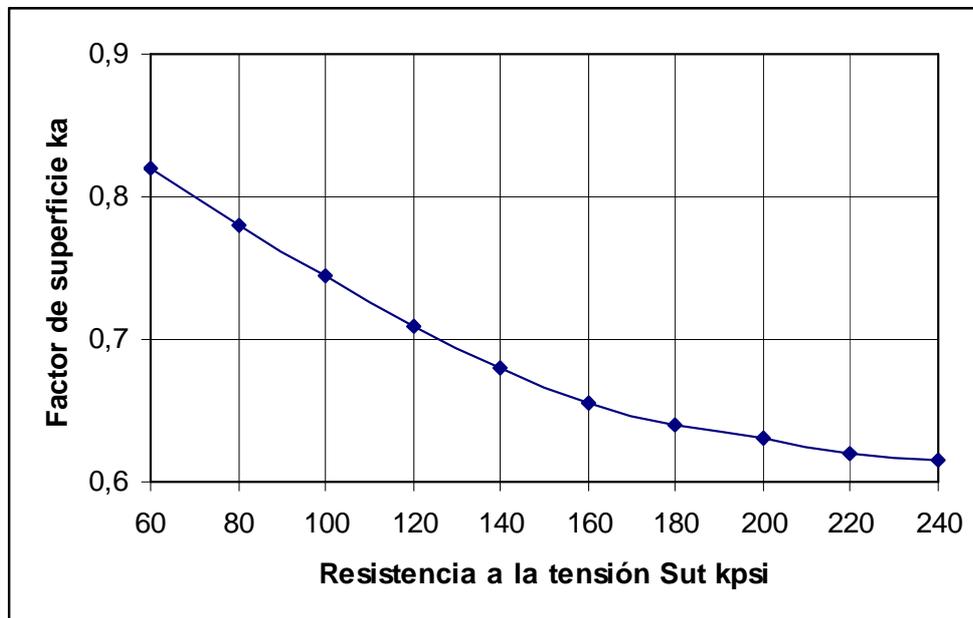


Figura A5.1 Gráfico de los factores de acabado en superficie  $k_a$  para dientes de engrane cortados, cepillados y esmerilados.

### Factor de tamaño $k_b$

Este factor tiene en cuenta que  $S$  ha sido calculado para un tamaño de probeta y que el diente tiene otra sección transversal. Utilizando  $P$  (paso diametral= 1/m) en dientes/pulgada si:

- $P > 12$  dientes/pulgada  $k_b = 1$
- $P < 12$  utilizar Tabla A5.1.

Tabla A5.1 Factores de tamaño para dientes de engrane rectos.

Paso $P$	Factor $k_b$	Paso $P$	Factor $k_b$
2	0.832	6	0.925
2,5	0.850	7	0.939
3	0.865	8	0.951
4	0.890	10	0.972
5	0.909	12	0.990

### Factor de confiabilidad, $k_c$ .

Utilizando el criterio visto en Fatiga, El factor de confiabilidad se obtiene de la Tabla A5.2

### FACTORES DE CONFIABILIDAD

Tabla A5.2 Factores de confiabilidad

Confiabilidad $R$	0.50	0.90	0.95	0.99	0.999	0.9999
Factor $k_c$	1.000	0.897	0.868	0.814	0.753	0.702

Una confiabilidad de  $R=0,9$  indica que hay una probabilidad de 90% que el componente soporte las cargas previstas.

### Factor de temperatura, $k_d$

De una forma muy aproximada puede utilizarse:

- $k_d = 1$   $T \leq 450^\circ\text{C}$
- $k_d = 1 - 5,8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450)$   $450^\circ\text{C} < T < 550^\circ\text{C}$

### Concentración del esfuerzo, $k_e$

Este factor ha sido incluido en el coeficiente  $J$  de la AGMA y por tanto tómesese para engranes,  $k_e = 1$ .

## Efectos diversos, kg

Se puede tener en cuenta por ejemplo que algunos engranes giran siempre en el mismo sentido y por tanto la flexión es en un solo sentido:

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma}{2}$$

Utilizando el criterio de Goodman esto implicaría (probeta):

$$\sigma = \frac{2S_e' S_{ut}}{S_{ut} + S_e'}$$

Cuando  $S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}$ ,  $S_{ut} = 2.S_e'$ . Sustituyendo en la ecuación la tensión máxima a la fatiga en ese caso:

$$\sigma = \frac{4}{3} S_e'$$

Luego,  $kg = 1,33$ .

El resto de los valores vienen recogidos en la Tabla A5.3.

Tabla A5.3 Factores de efectos diversos para flexión en un solo sentido.

Resistencia a la tensión $S_{ut}$ , kpsi	Hasta 200	250	300	350	400
Factor $k_f$	1.33	1.43	1.50	1.56	1.60

1 psi = 6,895 kPa

200kpsi  $\cong$  140,5 kg/mm<sup>2</sup>

## DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE, FATIGA SUPERFICIAL

En este apartado se tiene en cuenta la fatiga debida a las tensiones de contacto. Por un lado habrá que determinar las tensiones de contacto que se generan en el engrane,  $\sigma_H$ , y la resistencia a la fatiga superficial del material empleado,  $\sigma_{Hf}$ , por otro.

### Tensiones de contacto.

Hay que recurrir a las expresiones de contacto entre dos cilindros cuyos radios de curvatura son conocidos, y también lo es la carga aplicada. Se particulariza para engranajes:

$$\sigma_H = Cp \sqrt{\frac{Ft}{C_v * f * dp_p * I} * Ca * Cm * C_B * C_S}$$

Donde,

$K_a$ ,  $C_a$ = factor de aplicación

$K_B$ ,  $C_B$ = factor del espesor del aro

$K_S$ ,  $C_S$ = factor de tamaño

$K_m$ ,  $C_m$ = factor de distribución de carga

$C_v = K_v$  (factor dinámico).

$b$  = ancho del diente.

$d$  = diámetro paso.

$$I = \frac{\cos\phi \sin\phi}{2} \frac{m_G}{m_G + 1} \quad \text{y} \quad \frac{m_G}{m_G - 1} \quad \text{para engranes interiores}$$

$$m_G = \frac{d_G}{d_p} \quad (d_G, \text{ diámetro engrane, } d_p, \text{ diámetro piñón})$$

$$C_P = \sqrt{\frac{1}{\pi \left( \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_G^2}{E_p} \right)}}$$

### Factor de aplicación $K_a$

Tabla A5.4 Factores de aplicación de carga  $K_a$

Maquina Impulsada	Maquina Impulsora		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto suave
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o sup.
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00 o sup.
Impacto medio	1.50	1.75	2.25 o sup.

### Factor del espesor del aro $K_B$

Este factor fue recientemente agregado a la AGMA, a fin de tomar en consideración situaciones en las cuales un engrane de gran tamaño fabricado con aro y radios en vez de disco solidó, tiene un aro de peralte reducido, en comparación con la profundidad del diente.

$$K_B = -2m_B + 3.4 \quad \text{si} \quad 0.5 < m_B < 1.2$$

$$K_B = 1.0 \quad \text{si} \quad m_B > 1.2$$

$$m_B = \frac{t_r}{h_t}$$

Donde  $t$  es el espesor del aro y  $h$  es la profundidad del diente.

### Resistencia a la fatiga en la superficie.

La AGMA recomienda que se use la siguiente expresión para el límite de fatiga:

$$S_H = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_C$$

Donde (ver Tabla 5.1),

$S_c = (0,4 \text{ HB}-10) * 6.89$  (MPa)

HB = dureza Brinell de la superficie más suave que está en contacto.

$C_L$  = factor duración de vida.

$C_R$  = factor confiabilidad.

$C_H$  = factor de relación de dureza.= 1

$C_T$  = factor de temperatura = 1 si  $TF < 120^\circ\text{C}$

Tabla A5.5 Factores de modificación de vida y confiabilidad.

Ciclos de vida	Factor de vida $C_L$	Confiabilidad $R$	Factor de conf. $C_R$
$10^4$	1.5	Hasta 0.99	0.80
$10^5$	1.3	0.99 a 0.999	1.00
$10^6$	1.1	0.999 o más	1.25 o más
$10^8$ o más		1.0	

Conviene tener en cuenta además que la carga  $W_t$  puede no estar perfectamente distribuida en el ancho de la cara (Tabla A5.6), además se puede prever un factor de sobrecarga (Tabla A5.5) y un coeficiente de seguridad, CS ó n:

$$F_t' = CS * K_O * K_m * F_t$$

Tabla A5.6 Factor de corrección por sobrecarga

Ciclos de vida	Características de la carga impulsada		
Uniforme	Choques moderados	Choques fuertes	
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque ligero	1.25	1.50	2.00
Choque moderado	1.50	1.75	2.25

### Factor de distribución de carga $K_m$

Tabla A 5.7 Factor de distribución de la carga para engranes cilíndricos rectos  $K_m$

Características de montaje	Ancho de cara, pulg			
0 a 2	6	9	16 o más	
Exactos, holguras pequeñas en cojinetes, mínima flexión del eje, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Menos rígidos, engranes menos exactos, contacto a través de toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y ajuste tales que el área de contacto es menor que la de toda la cara	Mayor que 2.2			

Tabla A 5.8 Factor de forma de lewis (Y) AGMA

Valores del factor de forma (Y) de Lewis de la AGMA				
Nº de dientes	$\Phi = 20^\circ$	$\Phi = 20^\circ$	$\Phi = 25^\circ$	$\Phi = 25^\circ$
	a=0,8000	a=1,0000	a=1,0000	a=1,0000
	b=1,0000	b=1,2500	b=1,2500	b=1,3500
20	0,41363	0,30769	0,36916	0,35444
21	0,41883	0,31406	0,37671	0,36276
22	0,42806	0,31997	0,38370	0,37048
24	0,43601	0,33056	0,39624	0,38439
26	0,44294	0,33979	0,40717	0,39657
28	0,44902	0,34790	0,41678	0,40733
30	0,45920	0,35510	0,42530	0,41691
34	0,46740	0,36731	0,43976	0,43323
38	0,47846	0,37727	0,45156	0,44663
45	0,48458	0,39093	0,46774	0,46511
50	0,49391	0,39860	0,47681	0,47555

Tabla A 5.9 Factor de forma de lewis (J) AGMA

Factor geométrico J de la AGMA para el caso de dientes con $\Phi = 20^\circ$ , a=1in, b=1.25in, y rf=0,300in				
Nº de dientes	Nº de dientes de engrane conectado			
	35	50	85	300
30	0,47675	0,48475	0,49389	0,50157
34	0,48923	0,49772	0,50746	0,51566
38	0,49933	0,50824	0,51847	0,52710
45	0,51305	0,52252	0,53344	0,54268
50	0,52068	0,53047	0,54177	0,55136
60	0,53238	0,54267	0,55457	0,56469
75	0,54440	0,55520	0,56773	0,57842
100	0,55576	0,56810	0,58129	0,59257

## ANEXO 6: ACOPLER DEL MOTOR-REDUCTOR.

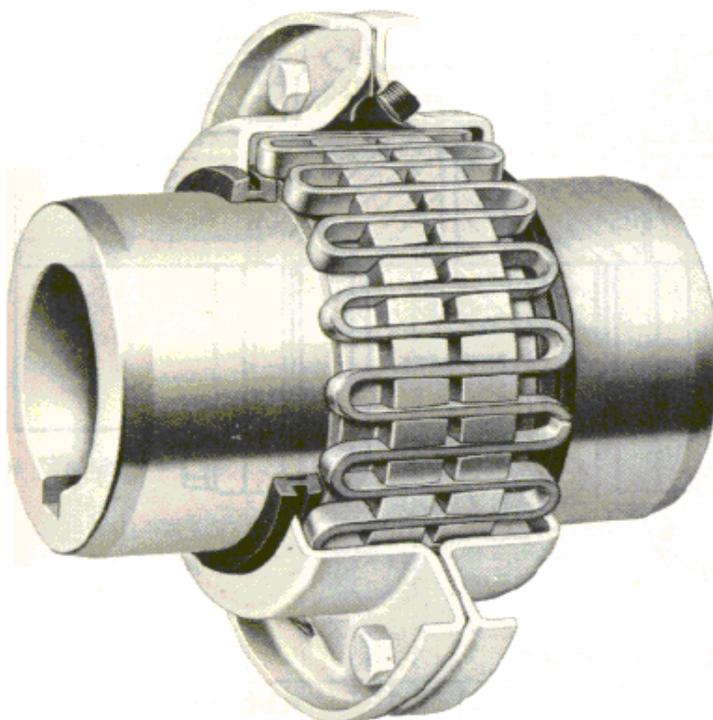


Figura A 6.1 Acople FALK T20 para altas velocidades y bajo torque

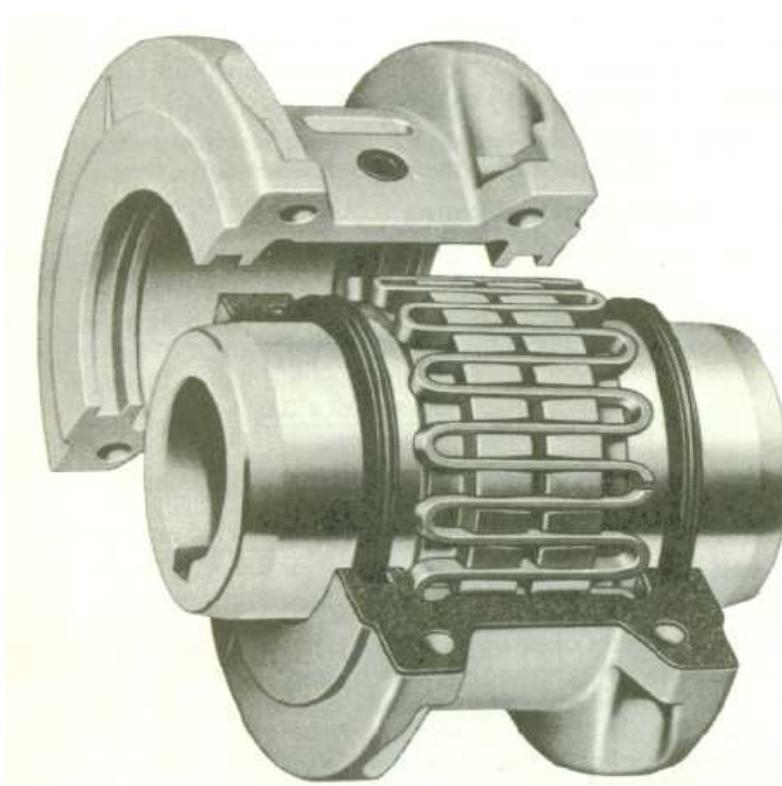


Figura A 6.2 Acople FALK T20 para bajas velocidades y alto torque

Tabla A 6.1 Acople tipo T20

Tamaño	Tasa de torque lb/in	Tasa de torque (N-m)	Velocidad máxima rpm
1100T20	50500	5705	3250

Tomado del catálogo FALK página 447

# ANEXO 7: PROFORMAS DE COSTOS.



MATRIZ QUITO: De las Avellanitas E1-112 y Panamericana Norte Km. 5 ½ Casilla: 17-08-08456  
Tells.: 2473-030 / 2473-081 / 2478-415 / 2476-138  
2807-936 / 2807-937 Fax: 2477-918 Cel.: 09 4764 247

SUCURSAL CUENCA: Av. de las Américas 26-93 y Alfonso Andrade Edificio Elyon Cel.: 09 4766 686

SUCURSAL GUAYAQUIL: Vía Daule Km. 7 ½ PBX.: 2262-922 Fax: 2257-352 Cel.: 09 4762 359  
Web Site: www.bohlerecuador.com

CONTRIBUYENTE ESPECIAL  
Resolución 194- Diciembre 10-1999  
RUC: 1791304667001

COTIZACION (UIO) N° **0024752**

EMPRESA: (Fajar) Germanico Jovera (a)

FECHA: 08-02-02

ATENCION:

TELEFONO: 092396917

ITEM.	CANT.	DESCRIPCION	PESO KILOS APROX	VAL. UNIT. POR		VALOR TOTAL
				<input checked="" type="checkbox"/> KILOS UNIDAD		
1	1	Ø500 X 135mm U155 (4340)	229.4	5-90		1353.46
2	1	Ø200 X 1600 m-U155 (4340)	398.4	5		1992
3						
4						
5						
6		TRAT. TERMICO				
7		MITIGACION PROXIMOS \$ 6,35 + IVA				
8		TEMPER \$ 4,75 + IVA				
9						
10						
11						
12						
13						
14						
15						
ELABORADO POR		APROBACION DEL CLIENTE		MEDIO DE ENTREGA		SUBTOTAL \$
		FIRMA: _____ NOMBRE: _____ FECHA: _____		BODEGA ABE: <input checked="" type="checkbox"/> TRANSPORTE INTERPROVINCIAL: <input type="checkbox"/> ENTREGA LOCAL: <input type="checkbox"/>		3345.5
FORMA DE PAGO		TIEMPO DE ENTREGA		VALIDEZ DE LA OFERTA		DSCTO. %
<input checked="" type="checkbox"/> CONTADO		HORA DIA MES AÑO		CONDICIONES ESPECIALES		836.37
<input type="checkbox"/> CREDITO DIRECTO				VALIDEZ DE LA OFERTA		SUBTOTAL \$
<input type="checkbox"/> DOCUMENTO				80 dias		2509.10
				Confirmación del stock salvo venta previa		I.V.A. 12%
						301.10
						TOTAL \$
						2810.20

VE-FO-08 V4 09-06-06

NOTA: La asesoría técnica brindada por el personal de la organización constituye únicamente una sugerencia



## MECÁNICA DON BOSCO

José Rafael Bustamante 450 y Gonzalo Zaldumbide (Cda. Kennedy)  
E-mail: administracion@ctsdonbosco.edu.ec - Casilla Postal 17 11 5135  
Quito-Ecuador

### COTIZACION

**CLIENTE: SR. LUIS HIDALGO**

**FECHA: 16/02/2007**

**TELF: 2480229 092739005**

### PRODUCTOS

FABRICACION DE EJE PARA ACOUPLE DE PIÑON  
**COSTO UNITARIO 1000 + IVA**

FABRICACION DE PIÑON PARA ACOUPLE EN EJE  
**COSTO UNITARIO 1000 + IVA**

FABRICACION DE PIÑON TIPO CORONA COMPLEMENTO DE EJE PIÑON  
**COSTO UNITARIO 2000 + IVA**

EL MAERIAL SERA PROPORCIONADO POER EL CLIENTE  
ACERO V155 MARCA BOHLER

VALIDEZ DE OFERTA: 8 DIAS LABORABLES

FORMA DE PAGO: 50% ANTICIPO Y 50% CONTRA ENTREGA

TIEMPO DE ENTRAGA: 15 DIAS LABORABLES

LA ENTREGA SE REALIZARA EN EL COLEGIO TECNICO SALESIANO DON BOSCO

  
**ATENCION**  
**MIGUEL ANGEL MERCHAN**  


## **ANEXO 8: INDICACIONES GENERALES DEL FABRICANTE DEL MOTOR REDUCTOR.**

HAMILTON GEAR AND MACHINE CO.

Reductores de velocidad helicoidales serie "h"

Instalación, mantenimiento y lubricación.

Si la carcasa esta equipada con una oreja de levantamiento debajo del borde de junta, una eslinga debe ser usada bajo ésta cuando se levante la unidad completa, y el perno de argolla se usa solamente para levantar la cubierta. Sin embargo si la carcasa no esta equipado con orejas el perno de argolla en la cubierta esta diseñado para soportar al reductor completo.

Para obtener un largo servicio sin complicaciones de un reductor de velocidades se debe tener considerable cuidado con el montaje para asegurar y mantener un buen apoyo y alineamiento de los vario elementos de transmisión. Una nivelación y una placa de cimentación debe ser proveída para asegurar e incluso distribuir el peso en todos los pernos de sujeción. Si el reductor no es no es montado en una superficie plana, este debe ser calzada con placas de metal en cada perno de sujeción si está en estructura de acero; o lechada de cemento si es en concreto, para prevenir distorsión en la carcasa del reductor debido al desalineamiento de los componentes del reductor.

Cuando el reductor esta montado sobre una placa de base, la placa base debe siempre estar nivelado con presición por una calza o lechada de cemento en la superficie en la cual está montada, el piso o la placa base no está normalmente maquinada. Esta es la mejor forma con un alto grado de presición, soportar en la porción expuesta de las superficies maquinadas en la cual el reductor y el motor son montados.

Aun la más rígida placa base se puede distorsionar si no es nivelado cuando se emperna al piso, resultando en desalineamiento de ejes.

Es recomendado que acoples flexibles deban ser usados para conectar las máquinas impulsora o impulsada al reductor de velocidad.

Prevenirán fallas por fatiga, tales como por desalineamientos debido a hundimiento, alabeo, desgaste de rodamientos, diferencia de tamaño de ejes de motor, etc.

Cuando es necesario montar un acople o un piñón con un ajuste forzado, o transmisión con chaveta en extensiones del eje, gran cuidado se debe tener para no dañar los rodamientos del reductor.

Arrancar el reductor sin carga, funcionar por un tiempo y sentir la carcasa por encima de los rodamientos. Si el calor es excesivo en cualquier rodamiento usualmente indica una sobrecarga en ese rodamiento el cual puede ser causado por desalineamientos externos. Este debe ser corregido inmediatamente. Reductores de velocidad de piñones helicoidales operan entre 38 °C y 71 °C. si la temperatura es mas alta de lo esperado, chequear el nivel de aceite con los engranes, inmediatamente después de arrancar. El nivel de aceite debe estar entre las dos marcas en la carcasa, y si está por encima de esta marca el aceite puede causar calor considerable.

Rodamientos exteriores cuando son reemplazados por nosotros están equipados con rodamientos anti-fricción estándar, igual que en los reductores de velocidad. Si no es montado en la misma placa de base como el reductor, gran cuidado se debe tener en cuenta para asegurar y mantener un perfecto alineamiento.

Si hay que hacer un cambio de condiciones de operación o carga de ésta para el cual el reductor fue vendida, como está estampado en la placa, nuestro departamento de ingeniería deberá ser consultado, y una nueva capacidad obtenida para las nuevas condiciones de operación.

## **LUBRICACIÓN**

El aceite lubricante para uso en un simple reductor de velocidad de engranajes helicoidales debe ser de alto grado, alta calidad, bien refinado aceite mineral y de una viscosidad de acuerdo con la tabla A8.2. No debe ser corrosivo para engranajes o rodamientos antifricción; debe ser neutral en reacciones, libre de arena y abrasivos y poseer una buena calidad. Todas las unidades son normalmente cargados con aceite para operar en un ambiente con un rango de temperatura de 10 °C a 52 °C, y es responsabilidad del cliente de advertir al fabricante si el ambiente y condiciones de operación son otras más que las normales.

Lubricante tipo forzado o presiones extremas solamente debe ser usado cuando aprueban su uso que es obtenido de una acreditada compañía de aceite.

Es recomendado que el aceite deba ser reemplazado o filtrado después de dos semanas de uso y desde entonces luego de 2500 horas de operación o alrededor de cada 6 meses.

Cuando la unidad está en bodega o está inoperante se debe tener cuidado de proteger las partes internas de óxido o corrosión debido a la condensación o condiciones atmosféricas.

Respiraderos de aire se deben mantener limpios para permitir que la presión se iguale. El filtro debe ser reemplazado o lavado periódicamente en solvente.

Los rodamientos externos deben ser llenados con grasa para rodamientos de alto grado antifricción. Se debe tener cuidado de no llenar completamente el rodamiento con grasa o éste se puede sobrecalentar. Periódicamente se debe remover y rellenar el rodamiento.

Tabla A8.1 Operación normal con lubricación por salpicadura

Tamaño			Temperatura ambiente	
			-9 °C a 16 °C	10 °C a 52 °C
			AGMA	Número
Simple reducción H1000	H1070 H1085 H1185 H1207 H1420	2 3 2	3 4 4	
Doble reducción H2000	H2102 H2122 H2145 H2310 H2345 H2700	2 3 3	3 4 4	
Triple reducción H3000	H3102 H3122 H3145 H3310 H3345 H3700	2 3 4	3 4 5	

Tabla A8.2 Rango de viscosidad para lubricantes AGMA

N° AGMA	Rango de viscosidad SUV segundos	
	a 38 C	a 100 C
2	280-360	
3	490-700	
4	700-1000	
5		80-105

# PLANOS